



**TUGAS AKHIR – TM 091585**

***ANALISIS TERMAL HIGH PRESSURE FEED WATER  
HEATER DI PLTU PT. IPMOMI UNIT 7 DAN 8 PAITON***

MARIA ULFA DAMAYANTI  
NRP 2112 100 017

Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institute Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



**FINAL PROJECT– TM 091585**

**HIGH PRESSURE FEED WATER HEATER  
THERMAL ANALYSIS IN PLTU PT. IPMOMI UNIT 7  
AND 8 PAITON**

**MARIA ULFA DAMAYANTI**  
NRP 2112100017

Advisor  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT**  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016

# **ANALISIS TERMAL HIGH PRESSURE FEED WATER HEATER DI PLTU PT. IPMOMI UNIT 7 DAN 8 PAITON**

## **TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh:**

**MARIA ULFA DAMAYANTI  
NRP. 2112 100 017**

**Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:**

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME  
(NIP. 195312191981031001) .....  
(Pembimbing)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.  
(NIP. 195310191979031002) .....  
(Penguji I)
3. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.  
(NIP. 197105241997021001) .....  
(Penguji II)
4. Bb. Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng, PhD.  
(NIP. 197804012002121001) .....  
(Penguji III)

**SURABAYA  
Juli, 2016**

## KATA PENGANTAR

Ucapan Syukur Penulis panjatkan kepada Allah SWT. yang telah memberikan nikmat dan Karunia-Nya sehingga Penulis bisa menyelesaikan penulisan tugas akhir ini dengan baik. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Orang Tua : Papa Gatot Dwi Antoro dan Mama Sulaikah, yang telah berusaha sekuat tenaga untuk membesarkan dan mendidik penulis hingga penulis bisa ada di posisi seperti sekarang. Penulis sangat bersyukur memiliki orang tua yang penuh dengan kasih sayang dalam mendidik penulis.
2. Adik Tercinta yang selalu saya rindukan saat mengerjakan Tugas Akhir ini, Hilda Dwi Febriani dan Chansa Yana Bidari.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME., selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tak ternilai harganya. Dan segala motivasi, dukungan, serta semangat untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng., selaku dosen penguji. Terimakasih atas kesabaran, kebaikan dan sarannya selama ini untuk kesempurnaan tugas akhir ini.
5. Bapak Ary Bachtiar K.P, ST. MT. Ph.D, selaku dosen penguji. Terimakasih atas ilmu dan saran untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
6. Bapak Bambang Arip D., S.T.,M.Eng.,Ph.D selaku dosen penguji. Terimakasih atas ilmu dan saran untuk penyempurnaan tugas akhir ini.

7. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis.
8. Piendraswari Soelistianing Pangastuti, Didin Merlinnovi, Sherly Octavia Saraswati, Safrida Dyah Hanifah, dan Rifqiah Sabrina Yusuf teman seperjuangan dan sahabat yang selalu melontarkan kekonyolan dan hal-hal yang membuat Penulis menjadi lebih bersemangat dalam mengerjakan Tugas Akhir ini. Terimakasih atas kesabaran, pengertian, doa dan dukungannya.
9. Alifia Mashita Harina dan Yunnida Lutfya Firmaningtyas selaku "*My Roomate*" yang selalu bersama merancang kesuksesan untuk masa depan dan selalu hadir saat penulis jenuh mengerjakan Tugas Akhir ini.
10. Mas Roni, Mas Mbeng, Puput, Gombloh, Ijank teman sedosen TA yang selalu memberi dukungan dan semangat. Terima kasih banyak atas *support* dan kekonyolan yang telah mengusir rasa jenuh selama pengerjaan TA.
11. Teman Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa, Mba Sri, Rissa, Doni, Punjung, Ilham, Mbak Tep (*Larita Girl*), Iwed, Fira, Hertop adek-adek, dan lainnya. Terimakasih atas ilmu yang diberikan, bantuan, dukungan dan kenangan yang tak terlupakan.
12. Teman-teman seangkatan M55, terima kasih atas sharing, kekeluargaan, tawa, canda, susah, sedih, senang, bersama kalian semua. Hal yang pernah kita lalui tak akan terlupakan kawan. Terima kasih atas kebersamaan dan kekeluargaannya. M55 dari dulu, sekarang dan nanti tetap berkomunikasi dan bersaudara ya.
13. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu. Terima kasih banyak.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga

tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2016

Penulis



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



# **ANALISIS TERMAL HIGH PRESSURE FEED WATER HEATER DI PLTU PT. IPMOMI UNIT 7 DAN 8 PAITON**

**Nama Mahasiswa** : Maria Ulfa Damayanti  
**NRP** : 2112 100 017  
**Jurusan** : Teknik Mesin, FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME.

## **Abstrak**

*PT. International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia (PT. IPMOMI) mengoperasikan tiga unit Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) unit 3, 7 dan 8 berkapasitas 2.030 MegaWatt. Pada PLTU Paiton unit 7 dan 8 terdapat delapan buah feedwater heater yaitu empat buah Low Pressure Water Heater (LPWH), tiga buah High Pressure Water Heater (HPWH), dan sebuah dearator. Pada PLTU Paiton unit 7 dan 8 terdapat kerusakan pada HPWH 6 yang menyebabkan penurunan efisiensi dari siklus secara keseluruhan. Penurunan efisiensi dapat terjadi karena temperatur feedwater sebelum masuk ke boiler terlalu rendah, sehingga kalor yang dibutuhkan oleh boiler untuk memanaskan feedwater meningkat. Oleh karena itu konsumsi batubara akan meningkat dan menyebabkan terjadi kenaikan biaya operasional harian dalam sistem pembangkit.*

*Dari data Divisi Produksi PT. IPMOMI Unit 7 dan 8 diperoleh spesifikasi HPWH 6, 7, dan 8 dan propertis fluida dalam HPWH 6, 7, dan 8. Data tersebut digunakan sebagai dasar analisis termal yang meliputi performa masing-masing HPH. Tahap selanjutnya dalam analisis termal adalah memvariasikan beban 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105%. Tahap terakhir analisis adalah menghitung performa dengan variasi sumbatan (plug) 5%, 10%, 15%, dan 20% sesuai dengan variasi beban.*

*Hasil yang didapatkan dari penelitian tugas akhir ini adalah nilai effectiveness tertinggi tercapai pada pembebanan 100% serta menghasilkan pressure drop tertinggi pada*

*pembebanan 105%, nilai effectiveness terbesar serta nilai pressure drop terkecil terjadi pada zona Condensing, serta sumbatan (plugging) pada HPH akan menyebabkan penurunan nilai effectiveness dan kenaikan pressure drop sisi tube.*

***Kata kunci: Heat exchanger, feedwater heater, effectiveness, pressure drop.***

# **HIGH PRESSURE FEED WATER HEATER THERMAL ANALYSIS IN PLTU PT. IPMOMI UNIT 7 AND 8 PAITON**

**Student Name** : Maria Ulfa Damayanti  
**Student Number** : 2112100017  
**Department** : Mechanical Engineering, FTI-ITS  
**Advisor** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME.

## ***Abstract***

*PT. International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia (PT. IPMOMI) operates three units of Steam Power (power plant) units 3, 7 and 8 with a capacity of 2,030 megawatts. At Paiton unit 7 and 8, there are eight feedwater heaters that four of Low Pressure Water Heater (LPH), three High Pressure Water Heater (HPH), and a dearator. At Paiton unit 7 and 8 there is damage to the HPH 6 which causes a decreasing of the efficiency of the overall cycle. The decreasing of the efficiency can occur because the temperature of the feedwater before it enters the boiler is too low, so the heat that be required by the boiler to heat the feedwater increased. Therefore, coal consumption will increase and lead an increasing of daily operating expenses in the generating system.*

*From Production Division Data of PT. IPMOMI Unit 7 and 8, it might be known specification of HPH 6, 7, and 8 and fluid properties in HPH 6, 7, and 8. Those data were used for thermal analysis which covered performance of each HPH. The next step of thermal analysis was to vary load 25%, 50%, 75%, 100%, and 105%. The last step of analysis was to calculate the performance based on plug variations 5%, 10%, 15%, dan 20% corresponding to load variations.*

*The results that obtained from this research is the value of the highest effectiveness is reached in 100% load and generate the highest pressure drop in the 105% load, the largest value of*

*effectiveness and the lowest value of pressure drop is occurred in Condensing zone, and plugging in HPH will cause the decreasing of effectiveness and increasing of tube side pressure drop.*

***Kata kunci: Heat exchanger, feedwater heater, effectiveness, pressure drop.***

## DAFTAR ISI

JUDUL	i
ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	ix
DAFTAR TABEL .....	xi
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	4
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Dasar Teori .....	6
2.1.1 Gambaran Umum PLTU PT. IPMOMI Unit 7 dan 8.....	6
2.1.2 Siklus Rankine Sederhana .....	7
2.1.3 Siklus Rankine Regeneratif .....	8
2.1.4 High Pressure Water Heater 6, 7, dan 8 .....	9
2.1.5 Analisis Termodinamika .....	13
2.1.6 Analisis Perpindahan Panas.....	18
2.2 Penelitian Terdahulu.....	31
2.2.1 Findra Satria W (2010).....	31
2.2.2 Irfan S.Hussaini, Syed M. Zubair, M.A.Antar (2006) .....	32
BAB III METODOLOGI .....	36
3.1 Persiapan .....	37
3.2 Pengumpulan Data .....	38
3.3 Langkah Analisis Thermal .....	48
3.3.1 Flowchart Perhitungan Nilai Effectiveness, Pressure Drop, dan NTU pada Setiap Zona HPWH 6, 7, dan 8.....	49
3.3.2 Flowchart Perhitungan Performance HPWH 6, 7, dan 8 dengan Variasi Plugging 0-20%.....	54
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....	55

4.1 Analisis Temodinamika .....	55
4.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Sisi Shell dan Tube .....	58
4.2 Analisis Perpindahan Panas .....	64
4.2.1 Zona Desuperheating (Section 1-2) .....	65
4.2.2 Zona Condensing 1 (Section 2-3) .....	71
4.2.3 Zona Condensing 2 (Section 3-4) .....	76
4.2.4 Zona Subcooling (Section 4-5) .....	78
4.2.5 Nilai Effectiveness HPH 6, 7, dan 8 pada Zona Desuperheating, Condensing, dan Subcooling .....	79
4.2.6 Analisis Effectiveness HPH Secara Keseluruhan .....	84
4.2.7 Nilai Effectiveness dan Pressure drop Tube Side HPH 6, 7, dan 8 dengan Variasi Plugging .....	87
4.3 Analisis Pressure drop Shell Side .....	96
4.3.1 Zona Desuperheating (Section 1-2) .....	96
4.3.2 Zona Condensing 1 (Section 2-3) .....	96
4.3.3 Zona Condensing 2 (Section 3-4) .....	100
4.3.4 Zona Subcooling (Section 4-5) .....	101
4.3.5 Nilai Pressure drop HPH 6, 7, dan 8 pada Zona Desuperheating, Condensing, dan Subcooling .....	101
BAB V PENUTUP .....	107
5.1 Kesimpulan .....	107
5.2 Saran .....	107
DAFTAR PUSTAKA .....	108
LAMPIRAN	

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Hubungan antara effectiveness dan NTU.....	30
Tabel 3. 1 Spesifikasi HPWH 6.....	39
Tabel 3. 2 Spesifikasi HPWH 7.....	39
Tabel 3. 3 Spesifikasi HPWH 8.....	40
Tabel 3. 4 Data Propertis HPWH 6, 7, dan 8 pada Heat Balance Pembebanan 25%, 50%, 75%, 97%, dan 105% .....	42
Tabel 4. 1 Analisis termodinamika HPH 6, 7, dan 8.....	58
Tabel 4. 2 Laju perpindahan panas, Tx, dan X.....	62
Tabel 4. 3 Dimensi HPH 6 .....	64
Tabel 4. 4 Propertis dan Dimensi Zona Desuperheating.....	65
Tabel 4. 5 Propertis Shell Zona Desuperheating .....	65
Tabel 4. 6 Propertis Tube Zona Desuperheating .....	66
Tabel 4. 7 Propertis dan Dimensi Zona Desuperheating.....	71
Tabel 4. 8 Propertis Shell Zona Condensing 1 .....	72
Tabel 4. 9 Propertis Shell Zona Condensing 1 .....	72
Tabel 4. 10 Propertis dan Dimensi Zona Condensing 2 .....	76
Tabel 4. 11 Propertis Shell Zona Condensing 2 .....	76
Tabel 4. 12 Propertis Tube Zona Condensing 2.....	77
Tabel 4. 13 Propertis dan Dimensi Zona Subcooling.....	78
Tabel 4. 14 Propertis Shell Zona Subcooling.....	78
Tabel 4. 15 Propertis Tube Zona Subcooling.....	79
Tabel 4. 16 Nilai $\epsilon$ HPH 6, 7, dan 8 pembebanan 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105%. .....	80
Tabel 4. 17 Effectiveness HPH 6, 7, dan 8.....	84
Tabel 4. 18 Effectiveness HPH 6, 7, dan 8 dengan pengaruh plug .....	87
Tabel 4. 19 Propertis Tube HPH 6 .....	90
Tabel 4. 20 Pressure drop tube side (Pa) HPH 6, 7, dan 8 dengan pengaruh plug.....	92
Tabel 4. 21 Propertis Shell di Zona Condensing 1 .....	97
Tabel 4. 22 Pressure drop HPH 6, 7, dan 8 dengan pembebanan 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105%.....	101

## **DAFTAR GAMBAR**

Gambar 2. 1 Skema dan T-s diagram siklus Rankine Sederhana pada PLTU .....	7
Gambar 2. 2 Skema dan T-s diagram siklus Rankine Regeneratif pada PLTU .....	9
Gambar 2. 3 Feedwater heater dan bagian-bagiannya.....	11
Gambar 2. 4 Posisi HPH 6, 7, dan 8 di PLTU PT. IPMOMI PAITON .....	12
Gambar 2. 5 Distribusi temperatur pada masing-masing zona feedwater heater .....	13
Gambar 2. 6 Ilustrasi control volume .....	15
Gambar 2. 7 Balance Energy HPH 6 dan 7 .....	17
Gambar 2. 8 Balance Energy HPH 8.....	18
Gambar 2. 9 Aliran fluida melintasi (a) aligned tube banks (b) staggered tube banks .....	19
Gambar 2. 10 Jarak pitch pada (a) aligned tube banks (b) staggered tube banks.....	20
Gambar 2. 11 Macam-macam Plate Baffle .....	22
Gambar 2. 12 Macam-macam Rod Baffle.....	23
Gambar 2. 13 Tahanan termal pada tube.....	29
Gambar 2. 14 Pengaruh plugging terhadap pressure drop .....	32
Gambar 2. 15 Effectiveness fungsi NTU untuk kondisi plugging 0-20%.....	32
Gambar 2. 16 Distribusi temperatur pada area sepanjang heat exchanger .....	33
Gambar 2. 17 Pembagian zona pada feedwater heater.....	34
Gambar 2. 18 Perbandingan antara laju perpindahan panas terhadap panjang tube.....	34
Gambar 2. 19 Variasi dari distribusi area dengan tekanan uap ekstraksi.....	35
Gambar 3. 1 Diagram Alir Tugas Akhir.....	36
Gambar 3. 2 (a) Konstruksi HPWH 6, 7, dan 8 (b) Fully Shrouded Desuperheating Zone.....	38



Gambar 4. 1 Skema HPH 6, 7, dan 8.....	55
Gambar 4. 2 Kesetimbangan Energi HPH 6 & 7.....	56
Gambar 4. 3 Kesetimbangan Energi HPH 8.....	56
Gambar 4. 4 Pembagian Section pada HPH .....	55
Gambar 4. 5 T-x Diagram pada HPH 6 .....	64
Gambar 4. 6 Grafik Effectiveness HPH 6 vs Beban.....	81
Gambar 4. 7 Grafik Effectiveness HPH 7 vs Beban.....	82
Gambar 4. 8 Grafik Effectiveness HPH 8 vs Beban.....	82
Gambar 4. 9 $\epsilon$ Total vs Beban HPH 6 .....	85
Gambar 4. 10 $\epsilon$ Total vs Beban HPH 7 .....	85
Gambar 4. 11 $\epsilon$ Total vs Beban HPH 8 .....	86
Gambar 4. 12 Effectiveness Vs plug HPH 6 .....	88
Gambar 4. 13 Effectiveness Vs plug HPH 7 .....	89
Gambar 4. 14 Effectiveness Vs plug HPH 8 .....	89
Gambar 4. 15 $\Delta P$ Tube Side Vs plug HPH 6.....	94
Gambar 4. 16 $\Delta P$ Tube Side Vs plug HPH 7.....	94
Gambar 4. 17 $\Delta P$ Tube Side Vs plug HPH 8.....	95
Gambar 4. 18 $\Delta P$ Shell Side (Pa) HPH 6.....	103
Gambar 4. 19 $\Delta P$ Shell Side (Pa) HPH 7.....	114
Gambar 4. 20 $\Delta P$ Shell Side (Pa) HPH 8.....	114

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

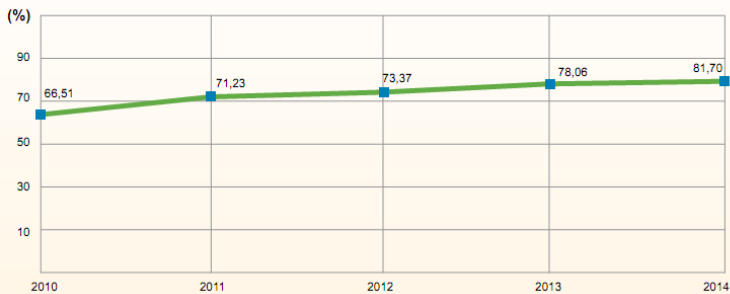
Seiring dengan perkembangan zaman dan teknologi, listrik telah menjadi kebutuhan bagi penduduk Indonesia yang berpopulasi tinggi. Perusahaan pembangkit tenaga listrik merupakan sektor terpenting pada setiap negara. Berdasarkan Katalog Statistik PLN 2014, ukuran tingkat ketersediaan listrik PLN di Indonesia pada tahun 2010 – 2014 ditunjukkan pada gambar 1.1.

Tabel 1.1 merupakan Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT. PLN (Persero) 2015 – 2024 yang memroyeksikan prakiraan kebutuhan listrik periode tahun 2015–2024. Pada periode tahun 2015-2024 kebutuhan listrik diperkirakan akan meningkat 219,1 TWh di tahun 2015 menjadi 464,2 TWh di tahun 2024, atau tumbuh rata-rata 8,7% per tahun.

Namun di Indonesia kebutuhan listrik yang sangat besar ini tidak dapat dipenuhi secara optimal oleh Perusahaan Listrik Nasional (PLN). Oleh sebab itu sejak diberlakukannya UU No. 15 Tahun 1985, PP No. 10 Tahun 1989 dan Keputusan Presiden Nomor 37 Tahun 1992, Pemerintah memberikan ijin kepada pihak swasta untuk ikut berpartisipasi dalam usaha ketenagalistrikan di bidang Pembangkit Transmisi dan Distribusi. Salah satu perusahaan swasta yang bergerak dibidang Pembangkit Transmisi dan Distribusi adalah PT. *International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia* (PT. IPMOMI) yang mengoperasikan tiga unit Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) berkapasitas 2.030 MegaWatt. Diagram alir PLTU Paiton unit 3, 7 dan 8 ditunjukkan dalam gambar 1.2.

Pada PLTU Paiton unit 7 dan 8 terdapat delapan buah *feedwater heater* yaitu empat buah *Low Pressure Water Heater* (LWH), tiga buah *High Pressure Water Heater* (HPH), dan sebuah dearator. Pada PLTU Paiton unit 7 dan 8 terdapat kerusakan pada

HPH 6 yang menyebabkan penurunan efisiensi dari siklus secara keseluruhan. Hal ini dapat terjadi karena temperature fluida kerja sebelum masuk ke *boiler* terlalu rendah, sehingga kalor yang dibutuhkan oleh *boiler* meningkat. Oleh karena itu konsumsi batubara untuk memanaskan *boiler* meningkat dan selanjutnya menaikkan biaya operasional harian dalam sistem pembangkit.



**Gambar 1. 1** Rasio Elektrifikasi di Indonesia Tahun 2010-2014

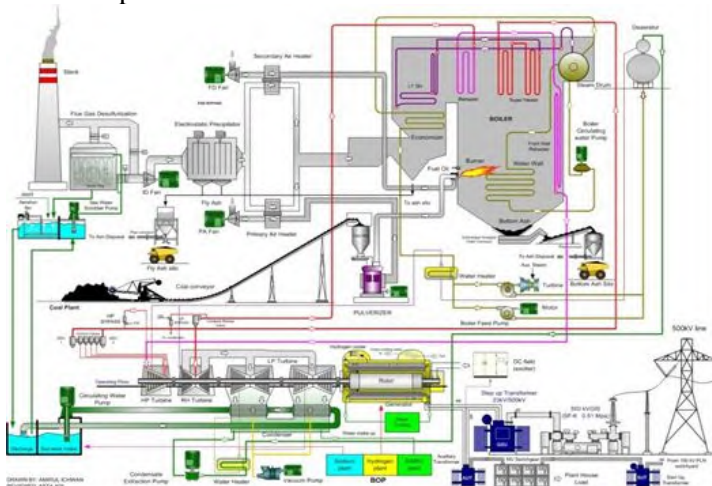
**Tabel 1. 1** Prakiraan Kebutuhan Listrik, Angka Pertumbuhan dan Rasio Elektrifikasi

URAIAN	Satuan	2014*	2015	2016	2018	2020	2022	2024
1. Energi Demand	Twh							
- Indonesia		201,5	219,1	238,8	282,9	332,3	392,3	464,2
- Jawa Bali		153,6	165,4	178,3	207,1	239,5	278,6	324,4
- Indonesia Timur		20,0	22,6	25,8	33,1	40,0	47,8	57,1
- Sumatera		27,9	31,2	34,7	42,7	52,8	65,9	82,8
2. Pertumbuhan	%							
- Indonesia		8,6	8,7	9,0	8,9	8,4	8,7	8,8
- Jawa Bali		8,2	7,6	7,8	7,6	7,5	7,9	7,8
- Indonesia Timur		12,2	12,9	14,5	14,2	9,9	9,2	9,2
- Sumatera		8,5	11,7	11,1	11,1	11,2	11,8	12,2
3. Rasio Elektrifikasi	%							
- Indonesia		84,4	87,7	91,3	95,7	98,4	99,1	99,4
- Jawa Bali		86,8	90,5	94,6	98,4	99,8	99,9	99,9
- Indonesia Timur		76,1	79,2	82,1	87,9	92,9	95,8	97,5
- Sumatera		84,8	87,2	89,8	95,0	99,2	99,9	99,9

\*Estimasi realisasi energi jual

Penelitian ini akan membahas HPH (*High Pressure Water Heater*) yang ada pada PT. IPMOMI Paiton unit 7 dan 8. Ada 3 buah *High Pressure Water Heater* yaitu HPH 6, 7 dan 8. HWH 6, 7, dan 8 merupakan *shell and tube heat exchanger* tipe *U-Tube*. Salah satu kerusakan yang sering terjadi adalah kebocoran *tube*. Kebocoran *tube* menyebabkan penambahan kecepatan aliran *feedwater* di dalam *tube* dan pengurangan luasan yang dilalui oleh aliran *feedwater*. Hal ini akan berpengaruh pada besar nilai perpindahan panas. Saat ini apabila terjadi kerusakan pada HPH, langkah awal yang dilakukan adalah menyumbat ujung tube yang bocor (*plugging*) agar *tube* tidak teraliri air.

*Plugging* yang dilakukan pada HPH memiliki batas maksimal. Jika *plugging* melebihi batasan maksimal, dikhawatirkan akan terjadi penurunan performa dari HPH. Oleh karena itu perlu dilakukan analisis termal untuk mengetahui peforma HPH dengan variasi beban dan jumlah sumbatan yang diberikan kepada HPH tersebut.



**Gambar 1. 2** Diagram alir PLTU Paiton Unit 3, 7 dan 8

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas pada Tugas Akhir ini yaitu:

1. Bagaimana cara membuat analisis perhitungan manual sistem HPWH dengan menggunakan pendekatan analisis termal?
2. Bagaimana pengaruh pembebanan pada HPH terhadap nilai *effectiveness*?
3. Bagaimana pengaruh persentase sumbatan pada HPH terhadap *heat capacity/duty*?

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisis berdasarkan data *heat balance* PLTU PT. IPMOMI PAITON unit 7 dan 8.
2. Kondisi operasi adalah tunak (*steady state*).
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Faktor pengotor diabaikan.
5. Residual superheat diabaikan.
6. Proses perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
7. Perancangan tidak melibatkan analisis ekonomi, metalurgi, dan manufaktur.
8. Aliran dalam pipa diasumsikan *fully developed*.

## 1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah diatas maka tujuan penelitian ini adalah:

1. Dapat membuat analisis perhitungan manual sistem HPH dengan menggunakan pendekatan analisis termal.
2. Mengetahui pengaruh pembebanan pada HPH terhadap nilai *effectiveness*.
3. Mengetahui pengaruh persentase plug pada HPH terhadap *heat capacity/duty* dan *effectiveness*.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui aplikasi dari ilmu termodinamika dan perpindahan panas dalam melakukan analisis termal.
2. Mendapatkan pertimbangan jumlah sumbatan maksimal yang dapat dilakukan pada HPH agar tetap dapat memberikan performa sesuai dengan yang diinginkan.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Dasar Teori

#### 2.1.1 Gambaran Umum PLTU PT. IPMOMI Unit 7 dan 8

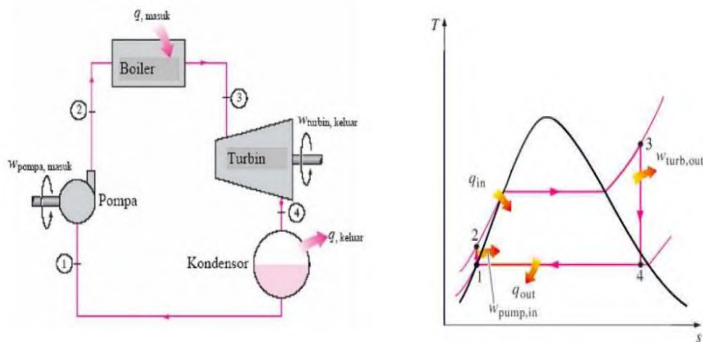
Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan suatu rangkaian komponen yang digunakan untuk mengkonversikan energi kimia menjadi listrik. Proses konversi energi yang terjadi di PLTU PT. IPMOMI unit 7 dan 8 ditunjang oleh 4 *plant*. *Plant* pertama ialah *water treatment plant*. *Water treatment plant* mengolah air agar kandungan air tidak merusak peralatan sebelum masuk ke *boiler*. *Plant* yang kedua ialah *coal plant*. *Coal plant* mengolah bahan bakar (batu bara) yang akan digunakan untuk memanaskan *boiler*. *Plant* ketiga ialah *electrical plant*, yang mengolah listrik hasil putaran generator untuk disalurkan ke trafo. *Plant* keempat ialah *air-steam plant*, bertugas mengolah *steam* yang akan digunakan untuk memutar turbin.

Proses pengolahan *steam* dimulai dari air yang dipompa ke kondensor, kemudian dari kondensor dipompa ke *Polisher*. Selanjutnya air dipompa ke *Feedwater Heater* 1, 2, 3 dan 4 untuk dipanaskan lalu dialirkan ke daerator untuk menghilangkan gas-gas  $O_2$  dan gas yang tidak terkondensasi (*uncondensable gas*). Lalu air dipompa menuju *feedwater heater* 6, 7, dan 8. Air diteruskan menuju *economizer* untuk dinaikkan temperaturnya dan dilanjutkan ke *Steam Drum* untuk memisahkan uap air dengan air. *Steam Drum* menghasilkan *saturated steam* dan selanjutnya *saturated steam* akan diteruskan ke *First Super Heater*. *Steam* yang keluar dari *First Super Heater* dipanaskan di *Secondary Super Heater* dan membentuk *super-heated steam*. *Super-heated* (SH) *Steam* akan digunakan untuk memutar HP *Turbine*. *Steam* yang keluar dari HP *Turbine* akan mengalami penurunan tekanan dan temperatur sehingga SH *steam* perlu pemanasan ulang di *reheater*. *Steam* dari *reheater* akan dikembalikan untuk memutar IP dan LP turbin. Di dalam turbin ini akan terjadi konversi energi termal menjadi energi mekanis yang menyebabkan rotor turbin berputar.

Perputaran rotor ini yang akan menggerakkan generator dan oleh generator energi mekanis akan diubah menjadi energi listrik.

### 2.1.2 Siklus Rankine Sederhana

Siklus Rankine sederhana merupakan siklus uap yang ditemukan di pembangkit listrik, dengan komponen-komponen dasar *boiler*, turbin, kondensor, dan pompa. Pada sistem tersebut terjadi proses konversi energi yaitu energi termal menjadi energi mekanis.



**Gambar 2. 1** Skema dan T-s diagram siklus Rankine Sederhana pada PLTU

Gambar 2.1 merupakan siklus Rankine Sederhana yang terdapat pada PLTU. Terdapat 4 proses prinsip kerja siklus Rankine, setiap siklus mengubah keadaan fluida (tekanan dan atau wujud). Proses yang terdapat pada siklus Rankine sebagai berikut.

- Proses 1 – 2: Air dipompa dari tekanan  $P_2$  menjadi  $P_1$ . Proses ini adalah kompresi isentropis yang terjadi pada pompa air pengisi.
- Proses 2 – 3: Air bertekanan ini dinaikkan temperaturnya oleh *boiler* hingga mencapai titik cair jenuh kemudian air berubah wujud menjadi uap jenuh, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap mencapai temperatur kerjanya menjadi uap



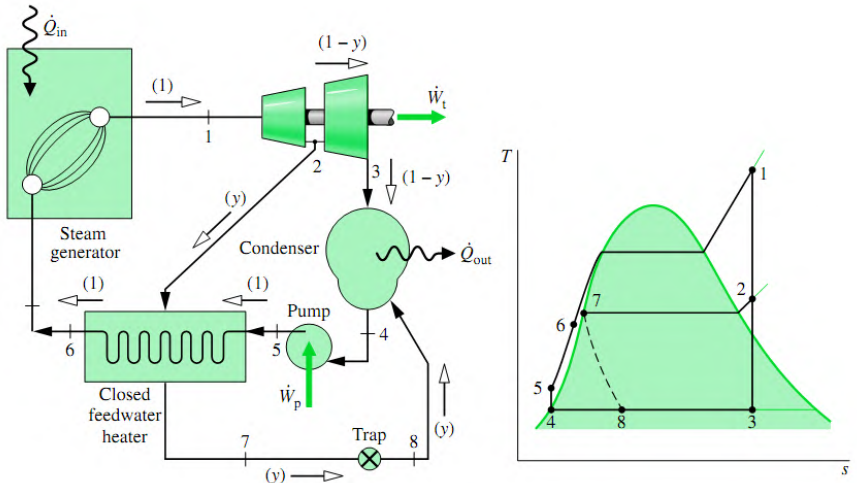
panas lanjut. Proses ini adalah isobar, dan terjadi di dalam *boiler*.

- Proses 3 – 4: Uap melakukan kerja sehingga tekanan dan temperaturnya turun. Proses ini adalah ekspansi isentropis, dan terjadi di dalam turbin.
- Proses 4 – 1: Pembuangan panas laten uap sehingga berubah menjadi air kondensat. Proses ini adalah isobar isothermis, dan terjadi didalam kondensor.

Pengembangan dari siklus Rankine Sederhana adalah siklus Rankine Regeneratif. Siklus ini merupakan salah satu metode untuk meningkatkan efisiensi termal dari pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yaitu dengan cara meningkatkan temperatur rata-rata fluida yang akan masuk ke dalam *boiler*. Peningkatan temperatur ini dapat dilakukan dengan menggunakan suatu alat yang disebut dengan *feedwater heater*.

### 2.1.3 Siklus Rankine Regeneratif

Siklus Rankine Regeneratif adalah modifikasi siklus Rankine dimana air sebagai fluida kerja dinaikkan temperaturnya dengan memanfaatkan uap ekstraksi dari turbin sehingga kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan fluida kerja pada *boiler* berkurang. Hal ini tentu saja akan menaikkan efisiensi siklus. PLTU PT. IPMOMI Paiton menggunakan siklus Rankine Regeneratif dengan menambahkan closed *feedwater heater* yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi termal pembangkit. Skema dan T-s diagram siklus Rankine Regeneratif pada PLTU dapat dilihat pada Gambar 2.2. Temperatur *feedwater* yang akan masuk ke *boiler* lebih tinggi daripada temperatur *feedwater* pada siklus Rankine Sederhana. Hal ini akan berpengaruh terhadap efisiensi sistem. Semakin tinggi temperatur *feedwater* yang masuk ke *boiler*, maka jumlah bahan bakar yang digunakan untuk memanaskan air semakin sedikit sehingga efisiensi sistem semakin tinggi.



**Gambar 2. 2** Skema dan T-s diagram siklus Rankine Regeneratif pada PLTU

#### 2.1.4 High Pressure Water Heater 6, 7, dan 8

*High Pressure Water Heater (HPH)* merupakan *Closed feedwater heater* berbentuk *shell and Tube Heat Exchanger* yang berfungsi untuk memanaskan *feedwater* yang akan dipompakan ke dalam *economizer*. *Feedwater* yang akan dipompakan ke dalam *economizer* dialirkan melalui sisi *tube* HPH, sedangkan uap hasil ekstraksi turbin yang berfungsi sebagai pemanas akan berkondensasi di sisi *shell*. HPH 6 menggunakan panas dari *steam* yang berasal dari hasil ekstraksi IP Turbine sedangkan untuk HPH 7 dan 8 menggunakan panas dari *steam* yang berasal dari hasil ekstraksi HP Turbine.

*High Pressure Water Heater* memiliki tiga zona utama yaitu zona *Desuperheating*, zona *Condensing*, dan zona *Subcooling*. Zona *Desuperheating* adalah zona dimana uap panas lanjut yang masuk ke dalam HPH akan mengalami penurunan temperatur hingga mencapai temperatur uap jenuh. Zona *Condensing* merupakan zona dimana uap jenuh mengalami perubahan fase

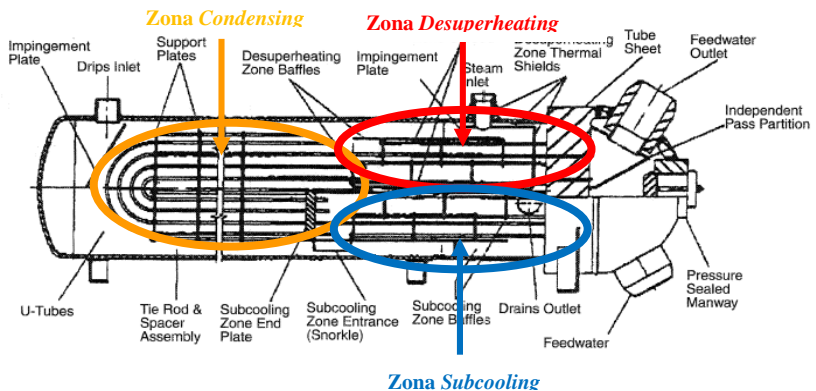
menjadi cair jenuh. Pada zona ini uap tidak mengalami perubahan temperatur tetapi hanya mengalami perubahan fase. Zona *Subcooling* merupakan zona dimana uap yang memanaskan *feedwater* berupa fase cair jenuh mengalami penurunan temperatur hingga mencapai temperatur *subcool*. Selanjutnya *drain* dari zona *Subcooling* ini akan dialirkan ke *feedwater heater* yang bertekanan lebih rendah. Pada Gambar 2.3 dapat dilihat bagian-bagian dan posisi zona-zona yang terdapat pada *High Pressure Water Heater*.

Pada *High Pressure Water Heater* 6, 7, dan 8 terdapat 3 *Inlet* dan 2 *Outlet*. *Inlet* pertama adalah *steam inlet* yang merupakan pintu masuk uap *superheated* hasil ekstraksi dari turbin. Pada Gambar 2.4 dapat dilihat bahwa *Steam* hasil ekstraksi IP Turbine memasuki *Steam Inlet* HPH 6 sedangkan *steam* hasil ekstraksi HP Turbine memasuki *Steam Inlet* HPH 7 dan 8 ditunjukkan dengan garis putus-putus berwarna merah. *Inlet* kedua adalah *Drain Inlet*. *Drain Inlet* merupakan pintu masuk air panas yang berasal dari HPH bertekanan lebih tinggi. *Steam* yang telah terkondensasi di HPH 8 memasuki *Drain Inlet* HPH 7 ditunjukkan pada titik B Gambar 2.4 dan *steam* yang telah terkondensasi di HPH 7 memasuki *Drain Inlet* HPH 6 ditunjukkan pada titik A Gambar 2.4. *Inlet* yang ketiga adalah *Feedwater Inlet*. *Feedwater Inlet* dimasuki oleh air yang berasal dari *Deaerator*.

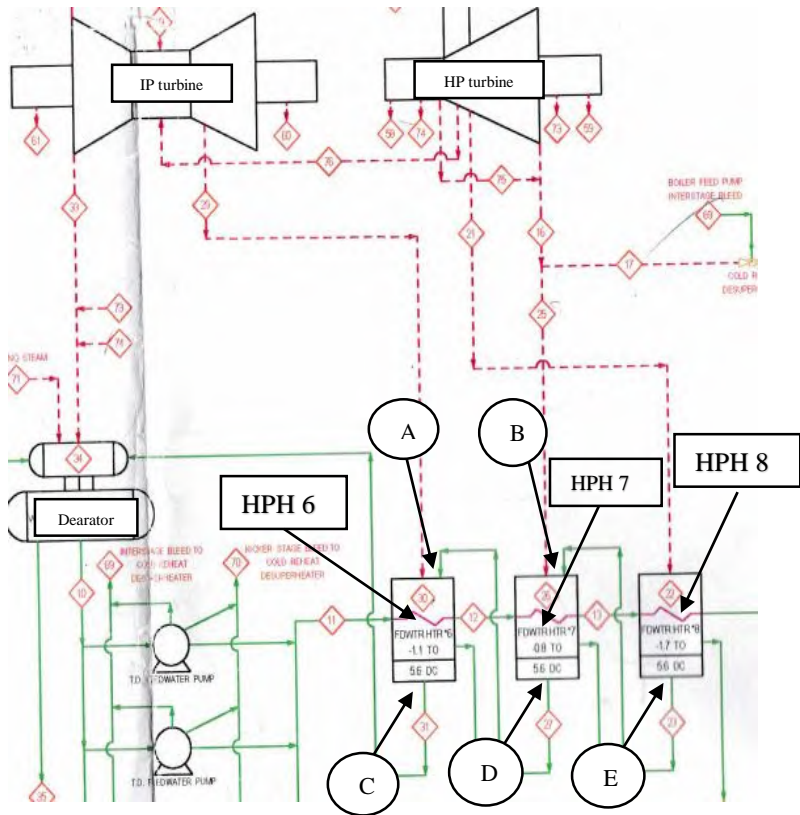
HPH 6, 7, dan 8 memiliki 2 *Outlet* yaitu *Drain Outlet* dan *Feedwater Outlet*. *Drain Outlet* merupakan pintu keluar air yang akan dialirkan ke HPH bertekanan lebih rendah. Fluida yang akan melewati *Drain Outlet* HPH 6 adalah campuran antara uap ekstraksi IP Turbine yang telah terkondensasi menjadi air dan fluida dari *Drain Inlet* HPH 7 ditunjukkan pada titik C Gambar 2.4. Sedangkan Fluida yang akan melewati *Drain Outlet* HPH 7 adalah campuran antara uap ekstraksi HP Turbine yang telah terkondensasi menjadi air dan fluida dari *Drain Inlet* HPH 8 ditunjukkan pada titik D Gambar 2.4. Serta fluida yang akan melewati *Drain Outlet* HPH 8 adalah uap ekstraksi HP Turbine yang telah terkondensasi menjadi air ditunjukkan pada titik E Gambar 2.4. *Outlet* kedua adalah *Feedwater Outlet*. *Feedwater*

*Outlet* merupakan pintu keluar fluida yang telah dipanaskan di HPH dan akan menuju HPH dengan tekanan lebih tinggi

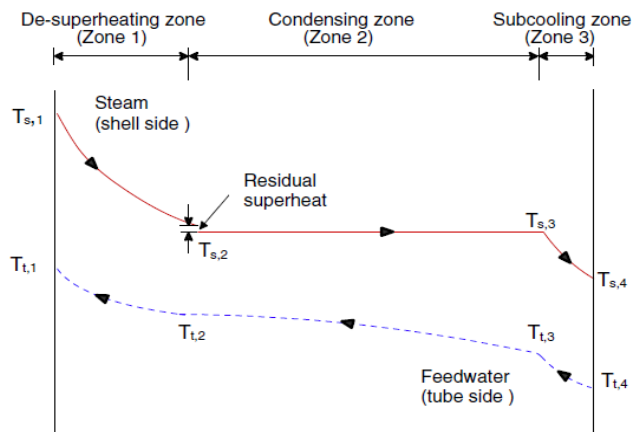
Pada Gambar 2.5 dapat dilihat bahwa pada daerah peralihan antara zona *Desuperheating* dan *Condensing* terdapat *residual superheat*. *Residual superheat* adalah sisa panas lanjut dari *steam* yang keluar dari *Desuperheating zone*. Temperatur pada akhir zona *Desuperheating* harus sekitar 5 °F diatas temperatur *saturated*. Pemberian toleransi temperatur tersebut dilakukan untuk menanggulangi *residual superheat* dan mencegah erosi pada *tube bundle*.



**Gambar 2. 3** *Feedwater heater* dan bagian-bagiannya



**Gambar 2. 4** Posisi HPH 6, 7, dan 8 di PLTU PT. IPMOMI PAITON



**Gambar 2. 5** Distribusi temperatur pada masing-masing zona *feedwater heater*

### 2.1.5 Analisis Termodinamika

Peralatan-peralatan seperti turbin, pompa, Kompresor, dan *Heat Exchanger* merupakan peralatan dengan sistem terbuka. Sistem terbuka merupakan sistem yang mengakibatkan terjadinya pertukaran energi (panas dan kerja) dan benda (materi) dengan lingkungannya. Sistem terbuka ini meliputi peralatan yang melibatkan adanya aliran massa kedalam atau keluar sistem. Pada sistem terbuka ini, baik massa maupun energi dapat melintasi batas sistem yang bersifat permeabel. Dengan demikian, pada sistem ini volume dari sistem tidak berubah sehingga disebut juga dengan *control volume*. *Control volume* merupakan pembatasan daerah tinjauan pada suatu komponen untuk memudahkan perhitungan secara lebih detail. Perpindahan energi pada batas *control volume* terjadi dalam bentuk kerja dan panas. Pada Gambar 2.6 dapat dilihat bahwa pada inlet i adalah aliran massa masuk ke dalam *control volume* dan e adalah aliran massa keluar dari *control volume*.

Pada *control volume* berlaku dua hukum yaitu konservasi massa dan konservasi energi. Berdasarkan Gambar 2.6, persamaan konservasi massa ditunjukkan persamaan 2.1 dan persamaan konservasi energi ditunjukkan persamaan 2.2.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots (2. 1)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i(u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) - \dot{m}_e(u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e) \dots\dots\dots (2. 2)$$

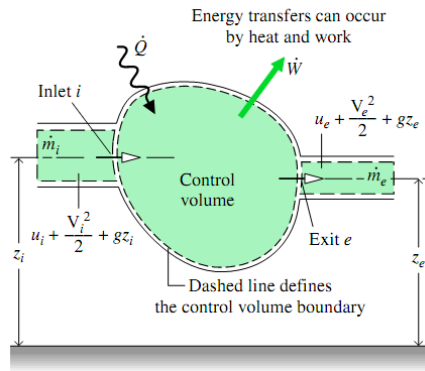
dengan asumsi : - Kerja fluida masuk bernilai negatif  
- Kerja fluida keluar bernilai positif

Notasi  $\dot{W}$  pada persamaan 2.2 merupakan daya yang dipengaruhi oleh kerja fluida masuk ( $\dot{W}_i$ ) serta fluida keluar ( $\dot{W}_e$ ) yang melewati *control volume*.  $\dot{W}$  juga merupakan hasil perkalian antara gaya (F) dan kecepatan (V). Gaya adalah hasil dari perkalian antara tekanan (p) dan luas permukaan yang menerima tekanan (A). Selain itu  $\dot{W}$  dipengaruhi oleh keadaan-keadaan disekitar *control volume* seperti perputaran poros, perpindahan massa dan energi dari batas *control volume*, serta *electrical effect*. Keadaan tersebut dilambangkan  $\dot{W}_{cv}$ . Oleh karena itu  $\dot{W}$  dapat dirumuskan pada persamaan 2.3.

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{W}_{cv} + \dot{W}_e - \dot{W}_i \\ \dot{W} &= \dot{W}_{cv} + (p_e A_e) V_e - (p_i A_i) V_i \dots\dots\dots (2. 3) \end{aligned}$$

Dengan  $AV = \dot{m}v$ , maka persamaan 2.3 menjadi persamaan 2.4.

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + \dot{m}_e(p_e v_e) - \dot{m}_i(p_i v_i) \dots\dots\dots (2. 4)$$



**Gambar 2. 6** Ilustrasi *control volume*

Persamaan 2.4 disubstitusikan pada persamaan 2.2 sehingga menjadi persamaan 2.5.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left( u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left( u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots \dots \dots (2. 5)$$

*Subscript “cv”* ditambahkan pada  $\dot{Q}$  untuk menekankan bahwa laju perpindahan panas terjadi pada *boundary* dari *control volume*.

Persamaan 2.5 dapat ditulis dengan menggunakan specific enthalpy ( $h$ ) dimana  $h = u + pv$ . Maka persamaan 2.5 menjadi persamaan 2.6.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots \dots \dots (2. 6)$$

Dalam keadaan aktual mungkin terdapat beberapa lokasi disekitar *boundary* yang dilalui oleh aliran massa yang masuk atau keluar, dengan demikian persamaan 2.6 menjadi persamaan 2.7.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots \dots \dots (2. 7)$$



Kondisi *control volume* diasumsikan *steady state* agar mempermudah proses perhitungan. *Steady state* merupakan keadaan ideal yang berarti semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa, laju perpindahan energi termal, dan kerja juga tidak berubah terhadap waktu. Maka dari itu, dalam prinsip hukum konservasi massa pada persamaan 2.1 dapat menjadi persamaan 2.8

$$\begin{aligned}\frac{dm_{cv}}{dt} &= \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \\ 0 &= \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \\ \sum_i \dot{m}_i &= \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots (2. 8)\end{aligned}$$

Serta pada prinsip konservasi energi dalam *steady state*, persamaan 2.2 dapat menjadi persamaan 2.9.

$$\begin{aligned}\frac{dE_{cv}}{dt} &= \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \\ 0 &= \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \\ \dot{Q}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) &= \dot{W}_{cv} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots\dots\dots (2. 9)\end{aligned}$$

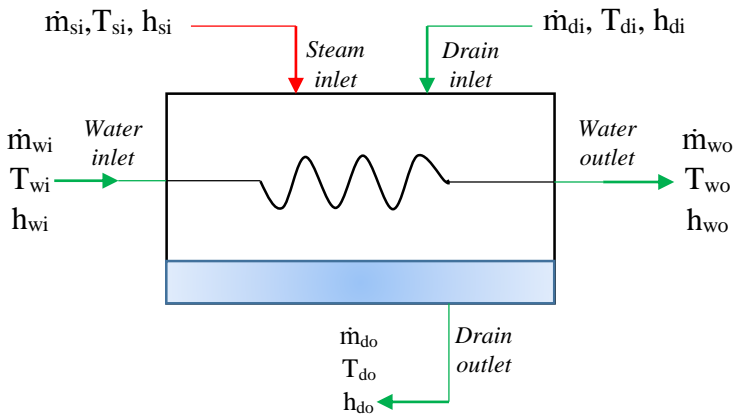
Kesetimbangan energi untuk HPH 6 dan 7 ditunjukkan pada gambar 2.7 serta untuk HPH 8 ditunjukkan gambar 2.8. Analisis secara termodinamika dilakukan pada kondisi *steady state*, tidak ada kerja, serta energi kinetik dan potensial diabaikan, sehingga persamaan konservasi energi pada HPH 6 dan 7 dapat dilihat pada persamaan 2.10 serta untuk HPH 8 dapat dilihat pada persamaan 2.11. Selain itu tingkat keadaan HPH 6, 7, dan 8 dapat dilihat pada gambar 2.9.

$$\sum Q_{in} - \sum Q_{out} = 0$$

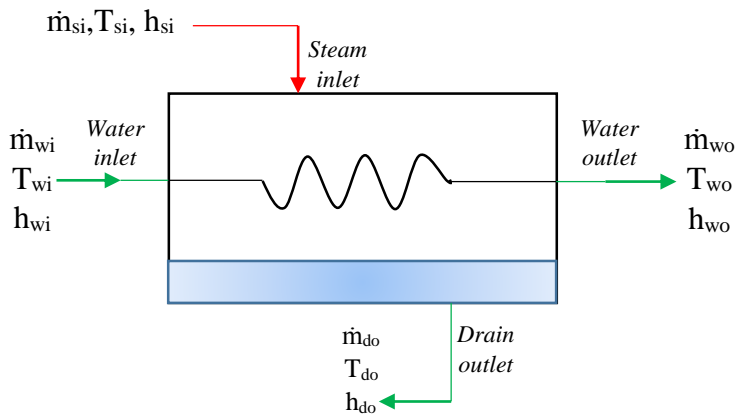
$$\sum Q_{in} = \sum Q_{out}$$

$$\dot{m}_{si}h_{si} + \dot{m}_{wi}h_{wi} + \dot{m}_{di}h_{di} = \dot{m}_{wo}h_{wo} + \dot{m}_{do}h_{do} \dots\dots\dots (2. 10)$$

$$\dot{m}_{si}h_{si} + \dot{m}_{wi}h_{wi} = \dot{m}_{wo}h_{wo} + \dot{m}_{do}h_{do} \dots\dots\dots (2. 11)$$



**Gambar 2. 7** *Balance Energy HPH 6 dan 7*



**Gambar 2. 8** *Balance Energy HPH 8*

## 2.1.6 Analisis Perpindahan Panas

### 2.1.6.1 Perpindahan Panas Eksternal (Sisi *shell*)

Perpindahan panas yang terjadi di luar *tube* (sisi *shell*) dianalisis berdasarkan perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya perpindahan panas yang terjadi sangat dipengaruhi oleh turbulensi aliran dan jumlah *tube*. Tingkat turbulensi aliran dipengaruhi susunan *tube banks* yang digunakan. Terdapat 2 jenis susunan *tube banks* yang biasa digunakan pada *heat exchanger* yaitu tipe *aligned* dan *staggered*. Pada Gambar 2.13 dapat dilihat bahwa aliran fluida yang melintasi *tube banks* dengan susunan *staggered* memiliki karakteristik aliran dengan tingkat turbulensi lebih besar dibandingkan dengan aliran yang melintasi *tube banks* dengan susunan *aligned*. Hal ini dikarenakan pada *staggered tube banks*, jalur yang dilewati aliran fluida lebih berliku. Tingkat turbulensi aliran dapat dilihat melalui *Reynolds number*. Dengan mengetahui kecepatan maksimumnya, maka nilai *Reynolds number* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.19.

$$Re_{D,max} = \frac{\dot{m} \cdot D_e}{A_s \cdot \mu} \dots\dots\dots (2. 12)$$

dengan,

$\dot{m}$  = Laju aliran massa

$A_s$  = Crossflow area,  $A_s = \frac{ID_{shell} \cdot C \cdot B}{P_T}$

$B$  = Baffle spacing

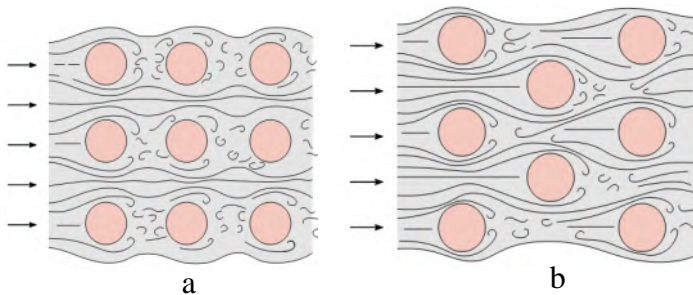
$C$  = Clearance antar tube

$\mu$  = Viskositas absolut fluida

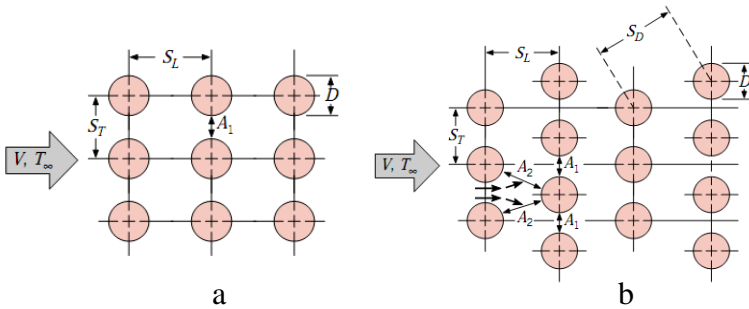
$D_e$  = Diameter ekuivalen,

untuk square pitch-tube layout,  $D_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o}$

untuk triangular pitch-tube layout,  $D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2}$



**Gambar 2. 9** Aliran fluida melintasi (a) *aligned tube banks* (b) *staggered tube banks*



**Gambar 2. 10** Jarak *pitch* pada (a) *aligned tube banks* (b) *staggered tube banks*

Koefisien perpindahan panas pada aliran yang melintasi *tube banks* dipengaruhi oleh posisi aliran di sela-sela *tube*. Koefisien perpindahan panas pada baris pertama bernilai sama dengan koefisien perpindahan panas aliran yang melintasi *single tube* pada *cross-flow*. Untuk baris *tube* berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh konfigurasi *tube*. Nilai koefisien konveksi dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris yang telah dilewati. *Tube* pada baris pertama berperan menghasilkan turbulensi yang akan meningkatkan koefisien perpindahan panas pada baris *tube* setelahnya. Koefisien konveksi meningkat dengan meningkatnya jumlah baris hingga baris kelima, setelah itu variasi kondisi aliran cenderung konstan, maka tidak ada turbulensi yang berarti begitu juga dengan koefisien konveksi.

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati tube banks dalam shell dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$\bar{h} = \frac{Nu_D \cdot k}{D_e} \dots\dots\dots (2. 13)$$

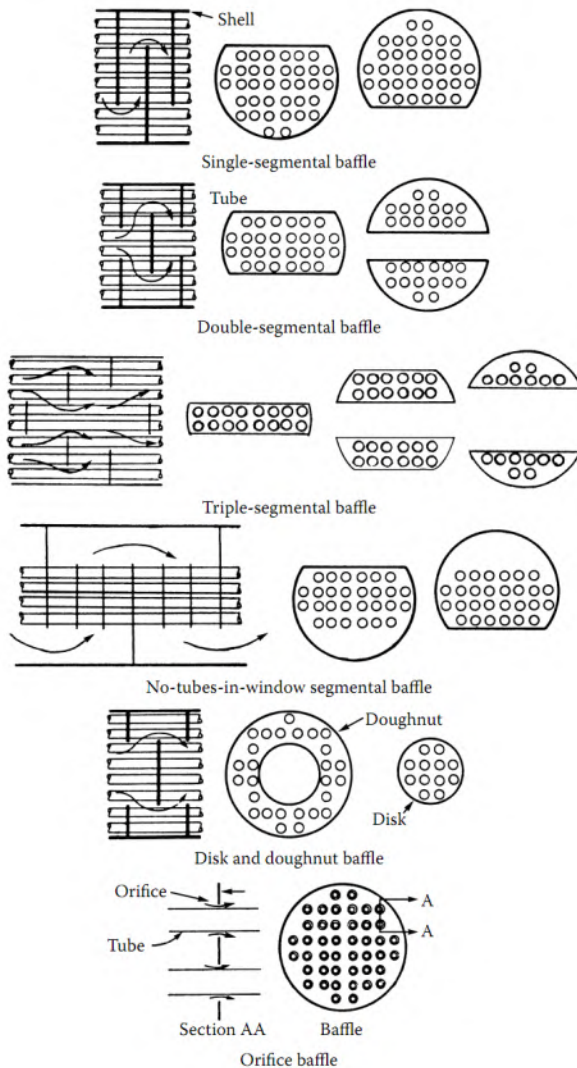
$$\overline{Nu}_D = 0,36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (2. 14)$$

$$\overline{Nu}_D = 0,36 \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}\right)^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (2. 15)$$

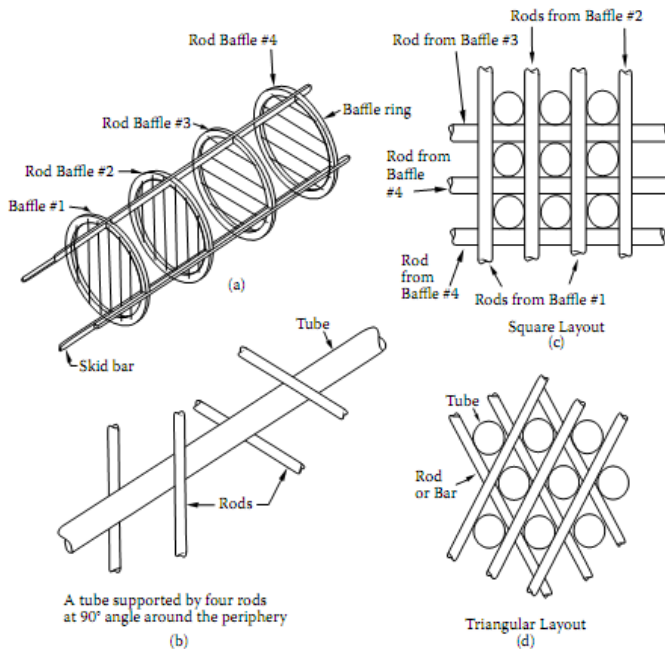
dengan                   :  $Nu_D$  = Nusselt *number*  
                                $Re$  = Reynolds *number*  
                                $Pr$  = Prandtl *number*  
                                $k$  = konduktifitas termal  
                                $D_e$  = diameter ekuivalen

Perpindahan panas juga dipengaruhi oleh *baffle*. *Baffle* mempengaruhi besaran luasan yang dilalui oleh aliran. Luas area berpengaruh pada kecepatan aliran sisi *shell*. Semakin tinggi kecepatan aliran maka nilai Reynolds number bertambah tinggi sehingga nilai perpindahan panas yang terjadi semakin besar. Penambahan *baffle* juga menyebabkan pressure drop. Jika jarak *baffle* terlalu dekat, luas perpindahan panas akan semakin besar, namun pressure drop juga semakin besar. Jika jarak *baffle* terlalu jauh, pressure drop yang terjadi menurun, namun luas perpindahan panas menjadi kurang optimal dan tube akan lebih mudah mengalami vibrasi.

Pada *heat exchanger*, *baffle* memiliki 2 fungsi yaitu untuk menjaga agar konstruksi *tube* berada pada kondisi rigid sehingga dapat mencegah vibrasi yang berlebihan pada *tube* dan mengarahkan aliran dalam *shell* untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang besar. Ada 2 tipe *baffle* yang sering digunakan pada *heat exchanger* yaitu *plate baffle* (Gambar 2.11) dan *rod baffle* (Gambar 2.12).



**Gambar 2. 11** Macam-macam *Plate Baffle*



**Gambar 2. 12** Macam-macam *Rod Baffle*

### 2.1.6.2 Perpindahan Panas Internal (sisi *tube*)

Perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* dianalisis berdasarkan perpindahan panas yang terjadi pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida yang dibatasi oleh *surface*. Pada aliran internal, tidak memungkinkan terjadi perkembangan *boundary layer*. Berbeda dengan aliran eksternal yang memungkinkan terjadi perkembangan *boundary layer* karena aliran tidak dibatasi oleh *surface*. Pada aliran internal dikenal dua jenis aliran yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Kedua jenis aliran ini dapat dibedakan berdasarkan nilai *Reynolds number*. Persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung nilai *Reynolds number* ditunjukkan pada persamaan 2.29.



$$Re_t = \frac{u_t \rho d_i}{\mu} \dots\dots (2. 16)$$

Dengan :  $\rho$  = Massa jenis fluida

$u_t$  = Kecepatan fluida

$d_i$  = Diameter dalam *tube*

$\mu$  = Viskositas absolut fluida

a) Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran yang memiliki Reynolds number  $< 2300$ . Perpindahan panas pada aliran laminar di dalam *circular tube* dapat ditinjau dari 2 kondisi yaitu pada saat *heat flux* permukaan konstan dan pada saat temperature *surface* konstan. Pada *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface heat flux* and laminar serta *fully developed conditions*, nilai *Nusselt number* merupakan suatu konstanta yang besarnya tidak bergantung pada  $Re_d$ ,  $Pr$  dan *axial location*. Persamaan 2.31 dan 2.32 merupakan persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai *Nusselt number* pada aliran laminar.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \text{ (qs" = konstan) } \dots\dots\dots (2. 17)$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ (Ts = konstan) } \dots\dots\dots (2. 18)$$

b) Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang memiliki nilai Reynolds number  $> 2300$ . Berdasarkan *Petukhov-Kirillov correlation*, nilai *Nusselt number* pada aliran turbulent dapat dihitung sebagai,

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \dots\dots\dots (2. 19)$$

$$\text{Dengan } f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$$

### 2.1.6.3 Analisis Pressure Drop

- *Pressure Drop* pada Sisi *shell*

### 1. Desuperheating Zone

Nilai *pressure drop* pada zona *Desuperheating* dapat dicari menggunakan persamaan 2.35.

$$\Delta P_{des} = \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots\dots\dots (2. 20)$$

Dengan :  $\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$  = Perbandingan antara  $\mu$  fluida dan  $\mu$  dinding

Nb = Jumlah *baffle*

Gs = Laju alir massa (kg/m<sup>2</sup>.s),  $G_s = \frac{\dot{m}_h}{A_s}$

As = Luas *crossflow* (m<sup>2</sup>),

$A_s = \frac{0,5 \text{ ID shell.C.Bs fix}}{S_T}$

Ds = Inner diameter *shell* (m)

De = Diameter ekivalen (m),  $D_e = \frac{4 F_a}{P_m}$

Fa = Free area (m),  $F_a = \frac{S_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_o^2}{8}$

Pm = keliling *tube* (m),  $P_m = \pi \times d_o$

f = *friction factor*

$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s)$ ,  $Re = \frac{\dot{m} \cdot D_e}{A_s \cdot \mu}$

## 2. Condensing Zone

Nilai *pressure drop* pada zona *Condensing* dicari dengan pendekatan *pressure drop* aliran 2 fase pada *shell*. Total *pressure drop* pada aliran 2 fase yang melewati *tube bundle* meliputi static *pressure drop* akibat elevasi, momentum *pressure drop* akibat kecepatan dan frictional *pressure drop* akibat gesekan. Algoritma untuk mendapatkan total *pressure drop* adalah sebagai ditunjukkan pada persamaan 2.21.

$$\Delta P_{total} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} \dots\dots\dots (2. 21)$$

Perhitungan *static pressure drop* ditunjukkan pada persamaan 2.22.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} = \frac{g}{g_c} \sin \theta [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] \dots\dots\dots (2. 22)$$

Dengan :  $\rho_l$  = Densitas liquid

$\rho_g$  = Densitas steam

Momentum *pressure drop* ditunjukkan pada persamaan 2.23.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} = \frac{d}{dz} \left[ \frac{G_s^2}{g_c} \left( \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right) \right] \dots\dots\dots (2. 23)$$

Dengan :  $x$  = kualitas campuran uap/steam.

$$\alpha = \left[ 1 + A \left( \frac{1-x}{x} \right)^p \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^q \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^r \right]^{-1}$$

Friction *pressure drop* ditunjukkan pada persamaan 2.45.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr,l} \phi_l^2 \dots\dots\dots (2. 24)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr,l} = \frac{4 f_l G_s^2}{2 g_c \rho_l D_h} \dots\dots\dots (2. 25)$$

$$\varphi_l^2 = 1 + \frac{c}{X} + \frac{1}{X^2} \dots \dots \dots (2. 26)$$

$$X^2 = \frac{f_l \rho_g}{f_g \rho_l} \dots \dots \dots (2. 27)$$

Dengan : c = Konstanta Chisholm  
X = Parameter Martinelli

### 3. Subcooling Zone

Nilai *pressure drop* pada zona *Subcooling* dapat dicari menggunakan persamaan 2.49.

$$\Delta P = \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times (N_b + 1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots \dots \dots (2. 28)$$

Dengan :  $\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$  = Perbandingan antara  $\mu$  fluida dan  $\mu$  dinding

Nb = Jumlah *baffle*

Gs = Laju alir massa (kg/m<sup>2</sup>.s),  $G_s = \frac{\dot{m}_h}{A_s}$

As = Luas *crossflow* (m<sup>2</sup>),

$A_s = \frac{0,5 \text{ ID shell} \cdot C.Bs \text{ fix}}{S_T}$

Ds = Inner diameter *shell*(m)

De = Diameter ekivalen (m),  $D_e = \frac{4 F_a}{P_m}$

Fa = Free area (m),  $F_a = \frac{S_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_o^2}{8}$

Pm = keliling *tube* (m),  $P_m = \pi \times d_o$

f = *friction factor*

$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s)$ ,  $Re = \frac{\dot{m} \cdot D_e}{A_s \cdot \mu}$

#### • Pressure Drop pada Sisi Tube

*Pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* terdiri dari *headloss mayor* dan *headloss minor*. *Headloss mayor* terjadi akibat gesekan pada aliran fluida di dalam *tube*. *Headloss minor* terjadi

akibat perubahan arah aliran di dalam *tube* (aliran multipass) dan adanya perubahan luasan (*sudden expansion* dan *sudden contraction*). Persamaan pressure drop sisi tube ditunjukkan pada persamaan 2.29.

$$\Delta P_t = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho u_t^2}{2} \dots\dots\dots (2. 29)$$

Dengan :  $\Delta P_t$  = Pressure drop pada tube (Pa)

L = Panjang tube (m)

$N_p$  = Number tube passes

$\rho$  = Densitas fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

f = Koefisien gesek (dapat dicari menggunakan moody diagram)

$u_t$  = Kecepatan rata-rata aliran dalam tube (m/s)

#### 2.1.6.4 Thermal Resistance

*Thermal resistance* adalah total tahanan termal antar dua fluida yang terjadi proses perpindahan panas. Thermal resistance dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan termal akibat konduksi dan konveksi yang terjadi diantara dua fluida yang dibatasi oleh dinding tube. Nilai *thermal resistance* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.54.

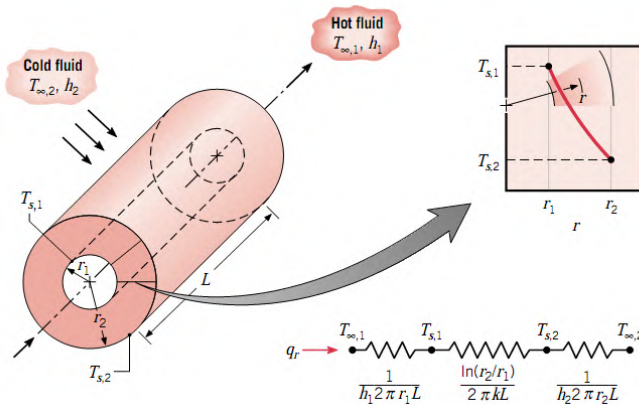
$$R_{tot} = \frac{1}{UA} \dots\dots\dots (2. 30)$$

Karena nilai tahanan yang terdapat pada sistem berupa tahanan termal akibat konveksi aliran dalam tube (Gambar 2.18), konduksi pada material silinder dan konveksi aliran di luar tube, maka persamaan untuk tahanan termal total pada sistem dapat dihitung dengan persamaan 2.55.

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L} \dots\dots\dots (2. 31)$$

Dengan :  $h_1$  = koefisien konveksi untuk aliran di luar tube

$h_2$  = koefisien konveksi untuk aliran di dalam tube



**Gambar 2. 13** Tahanan termal pada *tube*

### 2.1.6.5 Analisis *Heat exchanger* dengan metode *Number of Transfer Unit (NTU)*

Metode ini digunakan untuk mengetahui unjuk kerja (*effectiveness*) dari *heat exchanger*. Hal pertama yang harus diketahui ialah nilai laju perpindahan panas maksimum ( $q_{\max}$ ) dari *heat exchanger*.

Jika  $C_c < C_h$ , maka  $q_{\max} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$  ..... (2. 32)

Jika  $C_c > C_h$ , maka  $q_{\max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i})$  ..... (2. 33)

$C$  adalah notasi untuk *heat capacity rate*. Nilai *heat capacity rate* yang digunakan adalah nilai terkecil antara *heat capacity rate* pada fluida panas ( $C_h$ ) dan *heat capacity rate* pada fluida dingin ( $C_c$ ) yang dinotasikan  $C_{\min}$ . Nilai  $C_h$  dan  $C_c$  ditunjukkan pada persamaan 2.58 dan 2.59.

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \text{ ..... (2. 34)}$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p_h} \text{ ..... (2. 35)}$$

*Effectiveness* ( $\varepsilon$ ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas *heat exchanger* dengan laju perpindahan maksimum yang dimungkinkan (persamaan 2.60).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} \dots\dots\dots (2. 36)$$

*Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas  $0 < \varepsilon < 1$ . Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan pada persamaan 2.61.

$$\varepsilon = f \left( Ntu, \frac{C_{min}}{C_{maks}} \right) \dots\dots\dots (2. 37)$$

*Number of Transfer Unit* (NTU) juga merupakan bilangan tanpa dimensi dan didefinisikan sebagai persamaan 2.62

$$NTU = \frac{U.A}{C_{min}} \dots\dots\dots (2. 38)$$

Hubungan antara *effectiveness* dan NTU dengan *flow arrangement* tertentu dapat dilihat pada tabel 2.2.

**Tabel 2. 1** Hubungan antara *effectiveness* dan NTU

Flow Arrangement	Relation
<b>Concentric tube</b>	
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp [-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp [-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp [-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1)$
<b>Shell-and-tube</b>	
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right. \\ \times \left. \frac{1 + \exp [-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp [-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
<i>n</i> Shell passes (2 <i>n</i> , 4 <i>n</i> , ... tube passes)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$
<b>Cross-flow (single pass)</b>	
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp [-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$
$C_{max}$ (mixed), $C_{min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp (-NTU)] \})$
$C_{min}$ (mixed), $C_{max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp \{ -C_r^{-1} [1 - \exp [-C_r(NTU)]] \}$
<b>All exchangers (<math>C_r = 0</math>)</b>	$\varepsilon = 1 - \exp (-NTU)$

## 2.2 Penelitian Terdahulu

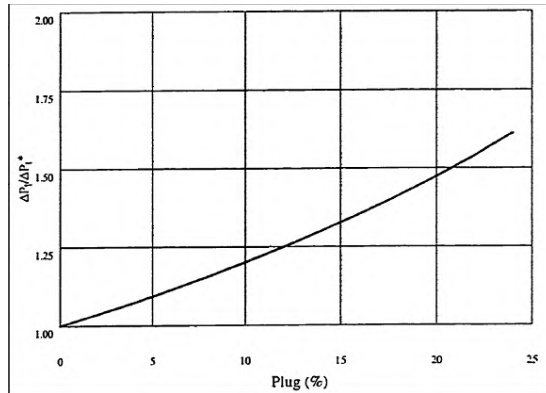
Pada subbab ini akan dijabarkan beberapa penelitian terdahulu yang dapat digunakan sebagai dasar pertimbangan dalam analisis thermal *High Pressure Water Heater* (HPH).

### 2.2.1 Findra Satria W (2010)

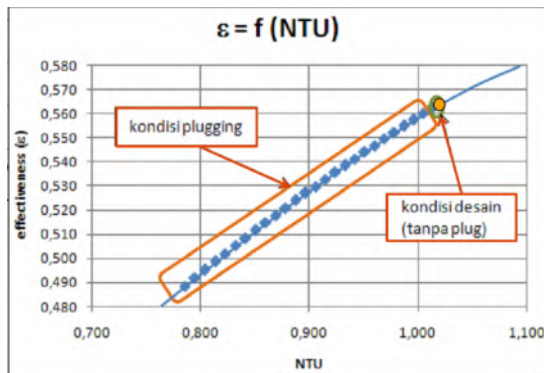
Findra Satria W (2010), melakukan penelitian yang berjudul “**Heat Transfer Analysis about Tubes Plugged Effect on Heat Exchanger MCR Compressor Intercooler G4-E-5A/B Performance (Case Study in PT Badak NGL Bontang)**”. Penelitian ini membahas tentang pengaruh tube yang di-*plug* terhadap performa dari suatu *heat exchanger*. Analisis *plugging* ini ditujukan untuk mengetahui jumlah *plug* maksimum yang dapat diberikan kepada heat exchanger pada saat perawatan agar parameter proses tetap terjaga. Penelitian ini juga membahas perhitungan dalam re-desain heat exchanger MCR Compressor Intercooler. Re-desain dilakukan dengan menggunakan bantuan Microsoft Excel 2007 sebagai software yang membantu perhitungan. Sedangkan untuk menganalisa pengaruh tube yang di-*plug* terhadap performa HE dilakukan dengan cara menghitung performa HE dengan NTU dan ditampilkan dalam grafik perbandingan.

Dari penelitian ini didapatkan hasil optimum untuk mendesain Heat Exchanger MCR Compressor Intercooler yaitu baffle cut 20%, baffle spacing 45% dengan posisi nozzle atas-bawah atau bawah atas, dan didapatkan  $U$  sebesar  $598 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  dan  $\Delta P$  shell sebesar  $1 \text{ kg/cm}^2$ . Pengaruh dari tube yang di-*plug* ialah luasan sisi *tube* dan luasan perpindahan panas keseluruhan berkurang. Akibatnya kecepatan aliran pada setiap tube meningkat dan mengakibatkan *pressure drop* serta koefisien perpindahan panas di sisi tube meningkat. Pemberian *plug* sebesar 20% menyebabkan *pressure drop* meningkat sebesar 49,5% jika dibandingkan dengan HE yang tidak di-*plug* (Gambar 2.14), serta nilai  $Q$  berkurang 9,4%. Selain itu dengan analisis performa didapatkan bahwa nilai *effectiveness* menurun akibat dari *plug* yang diberikan kepada HE tersebut (Gambar 2.15).





**Gambar 2. 14** Pengaruh *plugging* terhadap *pressure drop*



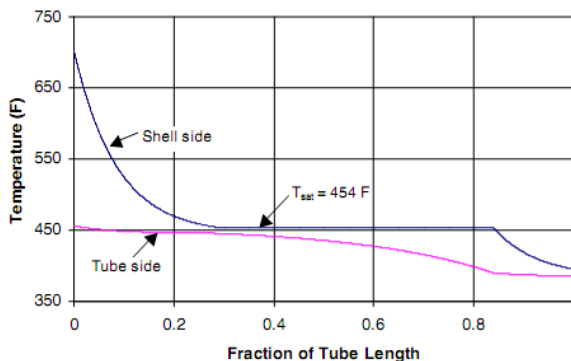
**Gambar 2. 15** Effectiveness fungsi NTU untuk kondisi *plugging* 0-20%

### 2.2.2 Irfan S.Hussaini, Syed M. Zubair, M.A.Antar (2006)

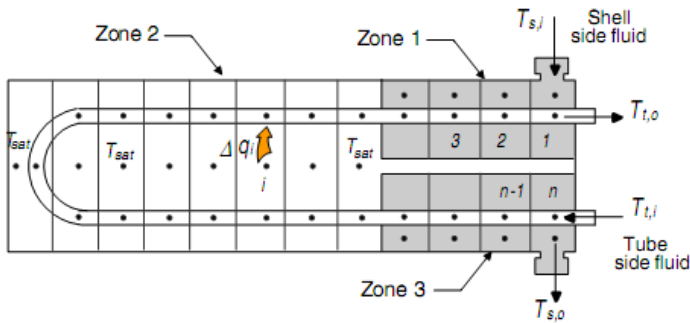
Irfan S.Hussaini, Syed M. Zubair, M.A.Antar (2006) dalam penelitiannya yang berjudul “Area Allocation in Multi Zone Feedwater Heaters” melakukan penelitian yang bertujuan

untuk mengetahui perpindahan panas yang terjadi pada zona-zona yang terdapat pada *feedwater heater* yaitu pada *Desuperheating zone*, *Condensing zone*, dan *Subcooling zone*. Penelitian dilakukan pada *shell and tube heat exchanger* tipe *U-Tube* dengan arah aliran *counterflow*. Penelitian menggunakan metode LMTD untuk menghitung besar beda temperatur rata-rata yang terjadi pada setiap zona *feedwater heater*.

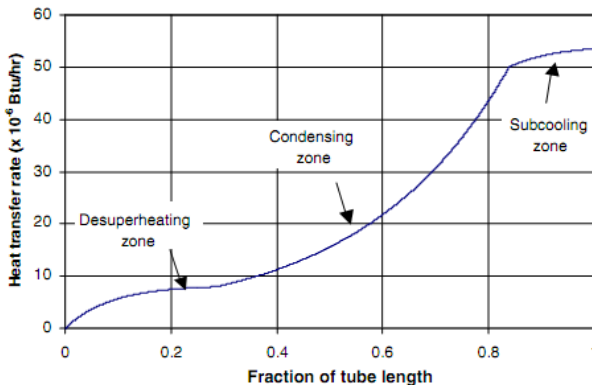
Pada Gambar 2.16 dapat dilihat bahwa zona terbesar yang terdapat pada *feedwater heater* adalah zona *Condensing* dan berikutnya adalah zona *Desuperheating*. Temperatur *steam* pada *shell side* mengalami penurunan dari 701.9 °F menjadi 395 °F. Temperatur *feedwater* pada *tube side* mengalami kenaikan dari 385.4 °F menjadi 457.9 °F. Pada Gambar juga dapat dilihat bahwa zona *Desuperheating* memiliki luas sekitar 30% dari total area perpindahan panas di *heat exchanger*. Selain itu pada Gambar 2.17 dapat dilihat pembagian daerah pada *feedwater heater*. Dimana zona 1 adalah zona *Desuperheating*, zona 2 adalah zona *Condensing*, dan zona 3 adalah zona *Subcooling*.



**Gambar 2. 16** Distribusi temperatur pada area sepanjang *heat exchanger*



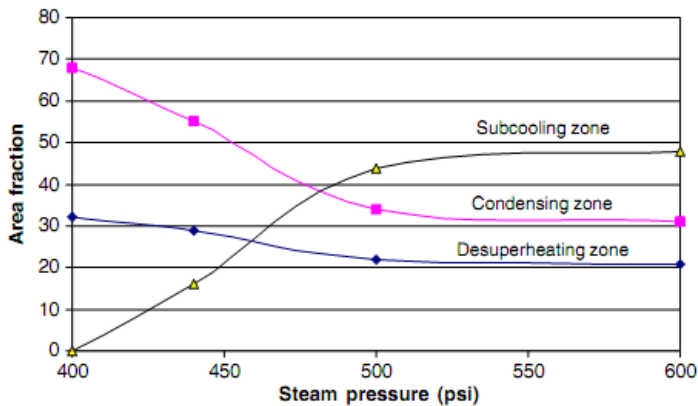
**Gambar 2. 17** Pembagian zona pada *feedwater heater*



**Gambar 2. 18** Perbandingan antara laju perpindahan panas terhadap panjang *tube*

Pada Gambar 2.18 dapat dilihat bahwa laju perpindahan panas pada heat exchanger semakin tinggi seiring dengan peningkatan panjang tube. Zona *Condensing* memiliki prosentase area yang paling besar, disusul zona *desuperheating* dan zona *Subcooling*. Dari kedua grafik yang didapat pada penelitian dapat disimpulkan bahwa area perpindahan panas terbesar pada *feedwater heater* terjadi pada zona *Condensing* karena pada zona

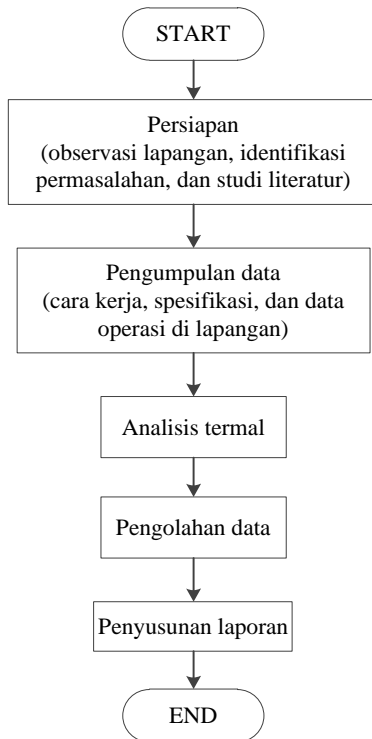
ini memiliki peningkatan *heat transfer rate* yang paling besar dibandingkan dengan 2 zona lainnya. Dalam penelitian ini juga dapat disimpulkan bahwa area perpindahan panas pada *feedwater heater* tidak dipengaruhi oleh perubahan temperature inlet uap tetapi sangat dipengaruhi oleh tekanan uap ceratan dari turbin dan perubahan dari laju aliran massa uap. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 2.19.



**Gambar 2. 19** Variasi dari distribusi area dengan tekanan uap ekstraksi

### **BAB III METODOLOGI**

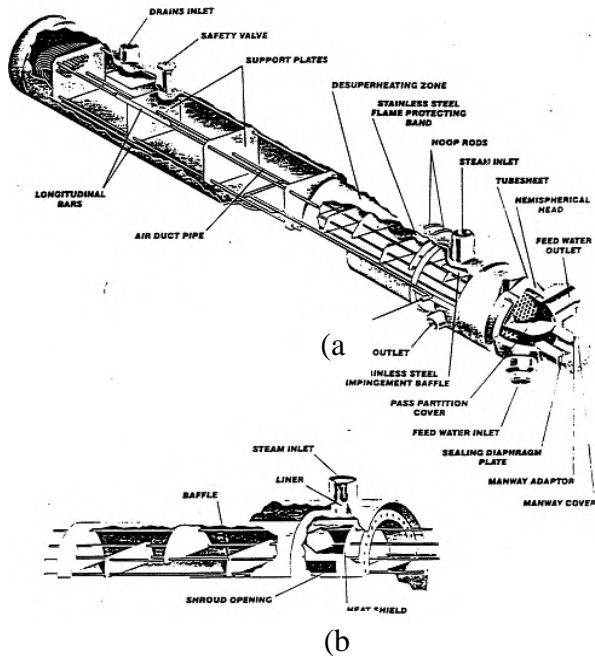
Metodologi merupakan kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk melakukan proses analisis terhadap permasalahan tugas akhir. Langkah analisis pada tugas akhir ini ditunjukkan melalui gambar 3.1.



**Gambar 3. 1** Diagram Alir Tugas Akhir

### 3.1 Persiapan

Tahap persiapan meliputi observasi lapangan, identifikasi permasalahan, dan studi literatur. Observasi lapangan merupakan kegiatan awal untuk menentukan objek yang akan dibahas dalam tugas akhir. Observasi ini dilakukan di Unit 7 dan 8 Kaltim-3 PT. International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia, Paiton. Objek yang dibahas adalah *High Pressure Water Heater* 6, 7, dan 8. Identifikasi permasalahan merupakan suatu tahapan untuk menentukan permasalahan dalam objek yang telah ditentukan. Permasalahan dalam objek *High Pressure Water Heater* (HPWH) 6, 7, dan 8 yaitu mengenai pengaruh jumlah *plug* terhadap *effectiveness* dari HPWH. Studi literatur merupakan tahapan pendukung dalam menyelesaikan permasalahan yang meliputi studi literatur berupa *textbook*, jurnal penelitian, dan internet. Gambar 3.2 merupakan gambar dari *High Pressure Water Heater*.



**Gambar 3. 2** (a) Konstruksi HPWH 6, 7, dan 8 (b) *Fully Shrouded Desuperheating Zone*

### 3.2 Pengumpulan Data

Data yang dibutuhkan untuk analisis diperoleh dari dokumen PT. IPMOMI. Data tersebut berupa data rancangan dan spesifikasi *High Pressure Feedwater Heater*. Data yang digunakan dalam penelitian didapat dari *heat balance* dan data operasi dengan pembebanan 25%, 50%, 75%, 97%, dan 105% pada HPWH 6, 7, dan 8 PT. IPMOMI Paiton.. Data rancangan dan spesifikasi HPWH 6, 7, dan 8 dapat dilihat pada tabel 3.1, 3.2, dan 3.3, sedangkan data propertis HPWH 6, 7, dan 8 dapat dilihat pada tabel 3.4.

**Tabel 3. 1** Spesifikasi HPWH 6

<b>Performance of one shell</b>			
	<b>Shell side</b>	<b>Tube side</b>	
Number of Passes	Three zones	Two zones	
Velocity		2,652 m/s	
	<b>Surface (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Baffle Spacing (mm)</b>	
Desuperheating Zone	128,485	417,51	
Condensing Zone	986,444	1.019,18	
Drain Subcooling Zone	205,502	343,06	
<b>Construction --- Tube</b>		<b>Construction --- Shell</b>	
N <sub>T</sub>	1198 (U's)	O.D.	1.566,86 mm
O.D.	15,875 mm	I.D.	1.549,4 mm
I.D.	13,767 mm	Pitch	21,43125 mm (Triangular)
L <sub>tube</sub>	10,719 m	Material	Steel

**Tabel 3. 2** Spesifikasi HPWH 7

<b>Performance of one shell</b>			
	<b>Shell side</b>	<b>Tube side</b>	
Number of Passes	Three zones	Two zones	
Velocity		2,411 m/s	
	<b>Surface (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Baffle Spacing (mm)</b>	
Desuperheating Zone	203,458	550,01	
Condensing Zone	1.278,346	1.030,18	
Drain Subcooling Zone	294,038	301	
<b>Construction --- Tube</b>		<b>Construction --- Shell</b>	
N <sub>T</sub>	1381 (U's)	O.D.	1.638,3 mm
O.D.	15,875 mm	I.D.	1.600,2 mm
I.D.	13,6398 mm	Pitch	21,43125 mm (Triangular)
L <sub>tube</sub>	12,548 m	Material	Steel



**Tabel 3. 3** Spesifikasi HPWH 8

<b>Performance of one shell</b>			
	<b>Shell side</b>	<b>Tube side</b>	
Number of Passes	Three zones	Two zones	
Velocity		2,368 m/s	
	<b>Surface (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Baffle Spacing (mm)</b>	
Desuperheating Zone	208,289	453,11	
Condensing Zone	1.274,723	1.047,75	
Drain Subcooling Zone	80,733	120,22	
<b>Construction --- Tube</b>		<b>Construction --- Shell</b>	
N <sub>T</sub>	1428 (U's)	O.D.	1.574,8 mm
O.D.	15,875 mm	I.D.	1.524 mm
I.D.	13,589 mm	Pitch	21,43125 mm (Triangular)
L <sub>tube</sub>	10,617 m	Material	Steel

**Tabel 3. 4** Data Propertis HPWH 6, 7, dan 8 pada Heat Balance Pembebanan 25%, 50%, 75%, 97%, dan 105%

PEMBEBANAN 25 %									
HPWH 6									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	17260 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	54309 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	71570 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	580888 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	580888 kg/hr
$T_{si}$	472 °C	$T_{di}$	154.8 °C	$T_{do}$	148.2 °C	$T_{ci}$	130.3 °C	$T_{co}$	149.3 °C
$h_{si}$	3230.1 kJ/kg	$h_{di}$	653.4 kJ/kg	$h_{do}$	623.77 kJ/kg	$h_{ci}$	561.7 kJ/kg	$h_{co}$	641.9 kJ/kg
$P_{si}$	427 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
HPWH 7									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	38095 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	16214 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	54309 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	580888 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	580888 kg/hr
$T_{si}$	231.2 °C	$T_{di}$	190.1 °C	$T_{do}$	154.8 °C	$T_{ci}$	149.3 °C	$T_{co}$	184.5 °C
$h_{si}$	2894.5 kJ/kg	$h_{di}$	807.9 kJ/kg	$h_{do}$	653.4 kJ/kg	$h_{ci}$	641.9 kJ/kg	$h_{co}$	793.1 kJ/kg
$P_{si}$	1136 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
HPWH 8									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	16214 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_{do}$	16214 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	580888 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	580888 kg/hr
$T_{si}$	263.9 °C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	190.1 °C	$T_{ci}$	184.5 °C	$T_{co}$	198.3 °C
$h_{si}$	2956.3 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	807.9 kJ/kg	$h_{ci}$	793.1 kJ/kg	$h_{co}$	853.1 kJ/kg
$P_{si}$	1507 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
PEMBEBANAN 50 %									
HPWH 6									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	

$\dot{m}_{si}$	35379 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	116557 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	15193 6 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	103801 2 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	103801 2 kg/hr
$T_{si}$	418.6 °C	$T_{di}$	177.6 °C	$T_{do}$	170.9 <sup>a</sup> °C	$T_{ci}$	150.6 °C	$T_{co}$	172 °C
$h_{si}$	3306.2 kJ/kg	$h_{di}$	752.9 kJ/kg	$h_{do}$	723.1 kJ/kg	$h_{ci}$	647.7 kJ/kg	$h_{co}$	739.1 kJ/kg
$P_{si}$	843.2 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	35379 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	116557 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	15193 6 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	124043 4.34kg/ hr	$\dot{m}_{co}$	124043 4.34kg/ hr
$T_{si}$	419.84 <sup>o</sup> C	$T_{di}$	181.86 °C	$T_{do}$	148.83 3 °C	$T_{ci}$	151.528 °C	$T_{co}$	179.54 5 °C
$h_{si}$	3308.8 kJ/kg	$h_{di}$	771.15 kJ/kg	$h_{do}$	626.73 kJ/kg	$h_{ci}$	648.93 kJ/kg	$h_{co}$	769.22 kJ/kg
$P_{si}$	838.04 kPa					$P_{ci}$	17833.5 3 kPa	$P_{co}$	17833. 53 kPa
HPWH 7									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	78503 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	38054 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	11655 7 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	103801 2 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	103801 2 kg/hr
$T_{si}$	284 °C	$T_{di}$	217.7 °C	$T_{do}$	177.6 °C	$T_{ci}$	172 °C	$T_{co}$	212.2 °C
$h_{si}$	2985.9 kJ/kg	$h_{di}$	933.3 kJ/kg	$h_{do}$	752.9 kJ/kg	$h_{ci}$	739.1 kJ/kg	$h_{co}$	914.6 kJ/kg
$P_{si}$	2041 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	78503 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	38054 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	11655 7 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	124043 4.34kg/ hr	$\dot{m}_{co}$	124043 4.34kg/ hr
$T_{si}$	297.81 3°C	$T_{di}$	221.9 °C	$T_{do}$	181.86 °C	$T_{ci}$	179.54 °C	$T_{co}$	218.62 °C
$h_{si}$	3014.4 kJ/kg	$h_{di}$	951.82 kJ/kg	$h_{do}$	771.15 kJ/kg	$h_{ci}$	769.22 kJ/kg	$h_{co}$	941.51 kJ/kg
$P_{si}$	2150.3 5 kPa					$P_{ci}$	17833.5 3 kPa	$P_{co}$	17833. 53 kPa
HPWH 8									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			

Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	38054 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_o$	38054 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	103801 2 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	103801 2 kg/hr
$T_{si}$	323.9 °C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	217.7 °C	$T_{ci}$	212.2 °C	$T_{co}$	229.5 °C
$h_{si}$	3060.1 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	933.3 kJ/kg	$h_{ci}$	914.6 kJ/kg	$h_{co}$	992.5 kJ/kg
$P_{si}$	2801 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	38054 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_o$	38054 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	124043 4.34kg/hr	$\dot{m}_{co}$	124043 4.34kg/hr
$T_{si}$	366.18° C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	221.9 °C	$T_{ci}$	218.62° C	$T_{co}$	241.85 °C
$h_{si}$	3148.2 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	951.82 kJ/kg	$h_{ci}$	941.51k j/kg	$h_{co}$	1047.6 kJ/kg
$P_{si}$	3261.9 6kPa					$P_{ci}$	17833.5 3 kPa	$P_{co}$	17833. 53 kPa
PEMBEBANAN 75 %									
HPWH 6									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	50214 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	200273 kg/hr	$\dot{m}_o$	25048 7 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	154678 4 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	154678 4 kg/hr
$T_{si}$	429.0 °C	$T_{di}$	194.2 °C	$T_{do}$	171.7 °C	$T_{ci}$	166.2 °C	$T_{co}$	188.7 °C
$h_{si}$	3322.7 kJ/kg	$h_{di}$	827.2 kJ/kg	$h_{do}$	727 kJ/kg	$h_{ci}$	714.1 kJ/kg	$h_{co}$	811.3 kJ/kg
$P_{si}$	1240 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	50214 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	200273 kg/hr	$\dot{m}_o$	25048 7 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	162273 8.1kg/hr	$\dot{m}_{co}$	162273 8.1kg/h r
$T_{si}$	409.93 °C	$T_{di}$	192.68° C	$T_{do}$	164.63 2 °C	$T_{ci}$	161.66° C	$T_{co}$	189.26 °C
$h_{si}$	3283.8 kJ/kg	$h_{di}$	819.37 kJ/kg	$h_{do}$	695.21 kJ/kg	$h_{ci}$	692.54k j/kg	$h_{co}$	811.77 kJ/kg
$P_{si}$	1097.3 kPa					$P_{ci}$	18415.4 5 kPa	$P_{co}$	18415. 45 kPa
HPWH 7									

Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)		
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet	Water Inlet		Water Outlet
$\dot{m}_{si}$	130592 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	69681 kg/hr	$\dot{m}_o$ 20027 3 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	154678 4 kg/hr	$\dot{m}_{co}$ 154678 4 kg/hr
$T_{si}$	308.3 °C	$T_{di}$	237.8 °C	$T_{do}$ 194.2 °C	$T_{ci}$	188.7 °C	$T_{co}$ 232.3 °C
$h_{si}$	3016.4 kJ/kg	$h_{di}$	1027.4 kJ/kg	$h_{do}$ 827.2 kJ/kg	$h_{ci}$	811.3 kJ/kg	$h_{co}$ 1005.2 kJ/kg
$P_{si}$	2993 kPa				$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$ 20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)					Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)		
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet	Water Inlet		Water Outlet
$\dot{m}_{si}$	130592 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	69681 kg/hr	$\dot{m}_o$ 20027 3 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	162273 8.1kg/hr	$\dot{m}_{co}$ 162273 8.1kg/hr
$T_{si}$	289.49° C	$T_{di}$	236.24° C	$T_{do}$ 192.68 °C	$T_{ci}$	189.26° C	$T_{co}$ 231.1° C
$h_{si}$	2975.7 kJ/kg	$h_{di}$	1019.1 kJ/kg	$h_{do}$ 819.37 kJ/kg	$h_{ci}$	811.77k j/kg	$h_{co}$ 998.09 kJ/kg
$P_{si}$	2739.3 7kPa				$P_{ci}$	18415.4 5 kPa	$P_{co}$ 18415. 45 kPa
HPWH 8							
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)		
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet	Water Inlet		Water Outlet
$\dot{m}_{si}$	69681 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_o$ 69681 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	154678 4 kg/hr	$\dot{m}_{co}$ 154678 4 kg/hr
$T_{si}$	352.7 °C	$T_{di}$	-	$T_{do}$ 237.8 °C	$T_{ci}$	232.3 °C	$T_{co}$ 252.2 °C
$h_{si}$	3097.2 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$ 1027.4 kJ/kg	$h_{ci}$	1005.2 kJ/kg	$h_{co}$ 1098.4 kJ/kg
$P_{si}$	4200 kPa				$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$ 20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)					Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)		
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet	Water Inlet		Water Outlet
$\dot{m}_{si}$	69681 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_o$ 69681 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	162273 8.1kg/hr	$\dot{m}_{co}$ 162273 8.1kg/hr
$T_{si}$	357.88° C	$T_{di}$	-	$T_{do}$ 236.24 °C	$T_{ci}$	231.1°C	$T_{co}$ 255.6 °C
$h_{si}$	3108.6 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$ 1019.1 kJ/kg	$h_{ci}$	998.09k j/kg	$h_{co}$ 1112.2 kJ/kg
$P_{si}$	4172.9 kPa				$P_{ci}$	18415.4 5 kPa	$P_{co}$ 18415. 45 kPa

PEMBEBANAN 100 %									
HPWH 6									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	73203 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	308333 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	381536 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	2087105 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	2087105 kg/hr
$T_{si}$	428.7 °C	$T_{di}$	208.6 °C	$T_{do}$	184.6 °C	$T_{ci}$	179 °C	$T_{co}$	203 °C
$h_{si}$	3315.7 kJ/kg	$h_{di}$	892 kJ/kg	$h_{do}$	783.6 kJ/kg	$h_{ci}$	769.3 kJ/kg	$h_{co}$	874.1 kJ/kg
$P_{si}$	1685 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)					Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	73203 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	308333 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	381536 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	2133627.9 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	2133627.9 kg/hr
$T_{si}$	423.52 °C	$T_{di}$	206.43 °C	$T_{do}$	178.38 °C	$T_{ci}$	173.33 °C	$T_{co}$	201.29 °C
$h_{si}$	3307.5 kJ/kg	$h_{di}$	881.4 kJ/kg	$h_{do}$	755.48 kJ/kg	$h_{ci}$	743.23 kJ/kg	$h_{co}$	865 kJ/kg
$P_{si}$	1467.4 kPa					$P_{ci}$	19363.98 kPa	$P_{co}$	19363.98 kPa
HPWH 7									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)					Propertis fluida dingin pada tube (HB)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	192875 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	115457 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	308333 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	2087105 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	2087105 kg/hr
$T_{si}$	335.4 °C	$T_{di}$	255.4 °C	$T_{do}$	208.6 °C	$T_{ci}$	203 °C	$T_{co}$	249.9 °C
$h_{si}$	3055.9 kJ/kg	$h_{di}$	1112.3 kJ/kg	$h_{do}$	892 kJ/kg	$h_{ci}$	874.1 kJ/kg	$h_{co}$	1086.3 kJ/kg
$P_{si}$	4077 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)					Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)				
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	192875 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	115457 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	308333 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	2133627.9 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	2133627.9 kg/hr
$T_{si}$	312.65 °C	$T_{di}$	253.97 °C	$T_{do}$	206.43 °C	$T_{ci}$	201.29 °C	$T_{co}$	246.37 °C
$h_{si}$	3007.2 kJ/kg	$h_{di}$	1104.3 kJ/kg	$h_{do}$	881.4 kJ/kg	$h_{ci}$	865 kJ/kg	$h_{co}$	1068.9 kJ/kg

$P_{si}$	3635.0 kPa					$P_{ci}$	19363.9 8 kPa	$P_{co}$	19363. 98 kPa
HPWH 8									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	115457 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_{do}$	11545 7 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	208710 5 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	208710 5 kg/hr
$T_{si}$	385.9 °C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	255.4 °C	$T_{ci}$	249.9 °C	$T_{co}$	273.4 °C
$h_{si}$	3145.9 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	1112.3 kJ/kg	$h_{ci}$	1086.3 kJ/kg	$h_{co}$	1198.8 kJ/kg
$P_{si}$	5895 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	115457 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_{do}$	11545 7 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	213362 7.9kg/hr	$\dot{m}_{co}$	213362 7.9kg/h r
$T_{si}$	385.73° C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	253.97 °C	$T_{ci}$	246.37 °C	$T_{co}$	272.95 °C
$h_{si}$	3150.5 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	1104.3 kJ/kg	$h_{ci}$	1068.9 kJ/kg	$h_{co}$	1196 kJ/kg
$P_{si}$	5523.7 3kPa					$P_{ci}$	19363.9 8 kPa	$P_{co}$	19363. 98 kPa
PEMBEBANAN 105 %									
HPWH 6									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	85139 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	362842 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	44798 2 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	235425 3 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	235425 3 kg/hr
$T_{si}$	428 °C	$T_{di}$	212.1 °C	$T_{do}$	187.4 °C	$T_{ci}$	181.8 °C	$T_{co}$	206.6 °C
$h_{si}$	3312.5 kJ/kg	$h_{di}$	988.2 kJ/kg	$h_{do}$	796.1 kJ/kg	$h_{ci}$	781.5 kJ/kg	$h_{co}$	889.8 kJ/kg
$P_{si}$	1813 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	85139 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	362842 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	44798 2 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	229118 0.1kg/hr	$\dot{m}_{co}$	229118 0.1kg/h r
$T_{si}$	417.7 °C	$T_{di}$	209.23° C	$T_{do}$	181.23 °C	$T_{ci}$	175.74 °C	$T_{co}$	203.50 7 °C

$h_{si}$	3293.8 kJ/kg	$h_{di}$	894.13 kJ/kg	$h_{do}$	768.06 kJ/kg	$h_{ci}$	753.78 kJ/kg	$h_{co}$	874.93 kJ/kg
$P_{si}$	1545.8 6kPa					$P_{ci}$	19708.1 8 kPa	$P_{co}$	19708. 18 kPa
HPWH 7									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	224482 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	138360 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	36284 2 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	235425 3 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	235425 3 kg/hr
$T_{si}$	338 °C	$T_{di}$	260 °C	$T_{do}$	212.1 °C	$T_{ci}$	206.6 °C	$T_{co}$	254.5 °C
$h_{si}$	3054.3 kJ/kg	$h_{di}$	1134.8 kJ/kg	$h_{do}$	988.2 kJ/kg	$h_{ci}$	889.8 kJ/kg	$h_{co}$	1107.7 kJ/kg
$P_{si}$	4403 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	224482 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	138360 kg/hr	$\dot{m}_{do}$	36284 2 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	229118 0.1kg/hr	$\dot{m}_{co}$	229118 0.1kg/hr
$T_{si}$	312.2 °C	$T_{di}$	257.63 °C	$T_{do}$	209.23 °C	$T_{ci}$	203.507 °C	$T_{co}$	249.39 °C
$h_{si}$	2999.5 kJ/kg	$h_{di}$	1122.3 kJ/kg	$h_{do}$	894.13 kJ/kg	$h_{ci}$	874.93 kJ/kg	$h_{co}$	1083.1 kJ/kg
$P_{si}$	843.2 kPa					$P_{ci}$	19708.1 8 kPa	$P_{co}$	19708. 18 kPa
HPWH 8									
Propertis fluida panas pada Shell (HB)						Propertis fluida dingin pada tube (HB)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	138360 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_{do}$	13836 0 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	235425 3 kg/hr	$\dot{m}_{co}$	235425 3 kg/hr
$T_{si}$	389.9 °C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	260 °C	$T_{ci}$	254.5 °C	$T_{co}$	278.9 °C
$h_{si}$	3145.8 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	1134.8 kJ/kg	$h_{ci}$	1107.7 kJ/kg	$h_{co}$	1225.9 kJ/kg
$P_{si}$	6416 kPa					$P_{ci}$	20786 kPa	$P_{co}$	20786 kPa
Propertis fluida panas pada Shell (Operasi)						Propertis fluida dingin pada tube (Operasi)			
Steam Inlet		Drain Inlet		Drain Outlet		Water Inlet		Water Outlet	
$\dot{m}_{si}$	138360 kg/hr	$\dot{m}_{di}$	-	$\dot{m}_{do}$	13836 0 kg/hr	$\dot{m}_{ci}$	229118 0.1kg/hr	$\dot{m}_{co}$	229118 0.1kg/hr



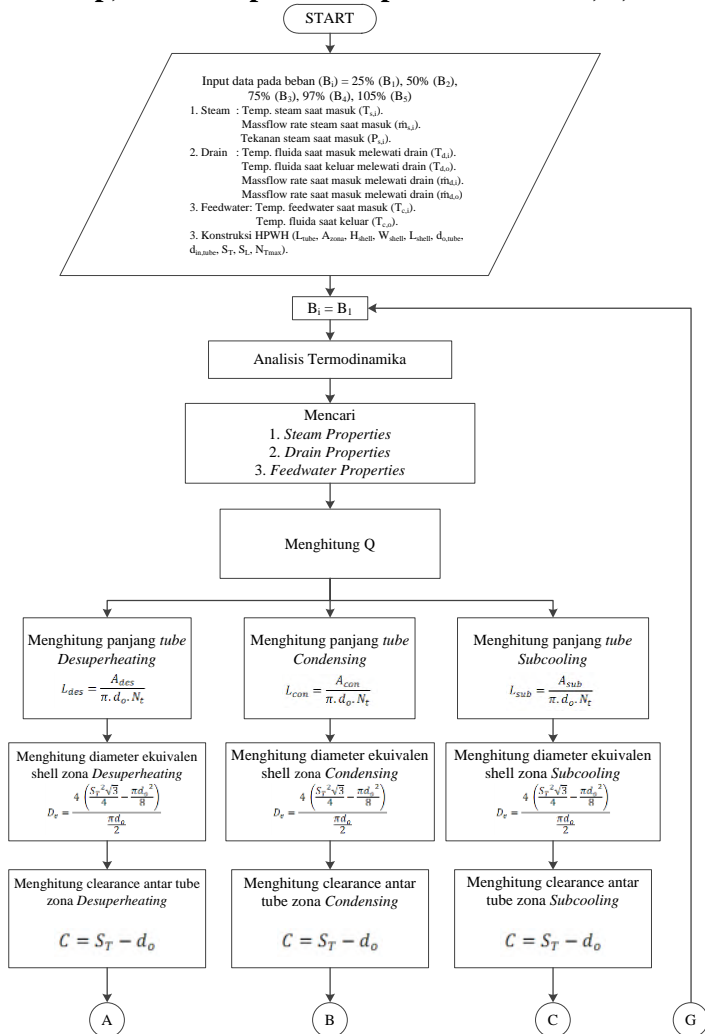
$T_{si}$	386.17 °C	$T_{di}$	-	$T_{do}$	257.63 °C	$T_{ci}$	249.39 °C	$T_{co}$	276.6 °C
$h_{si}$	3144.7 kJ/kg	$h_{di}$	-	$h_{do}$	1122.3 kJ/kg	$h_{ci}$	1083.1 kJ/kg	$h_{co}$	1213.7 kJ/kg
$P_{si}$	5866.8 5 kPa					$P_{ci}$	19708.1 8 kPa	$P_{co}$	19708. 18 kPa

### 3.3 Langkah Analisis Thermal

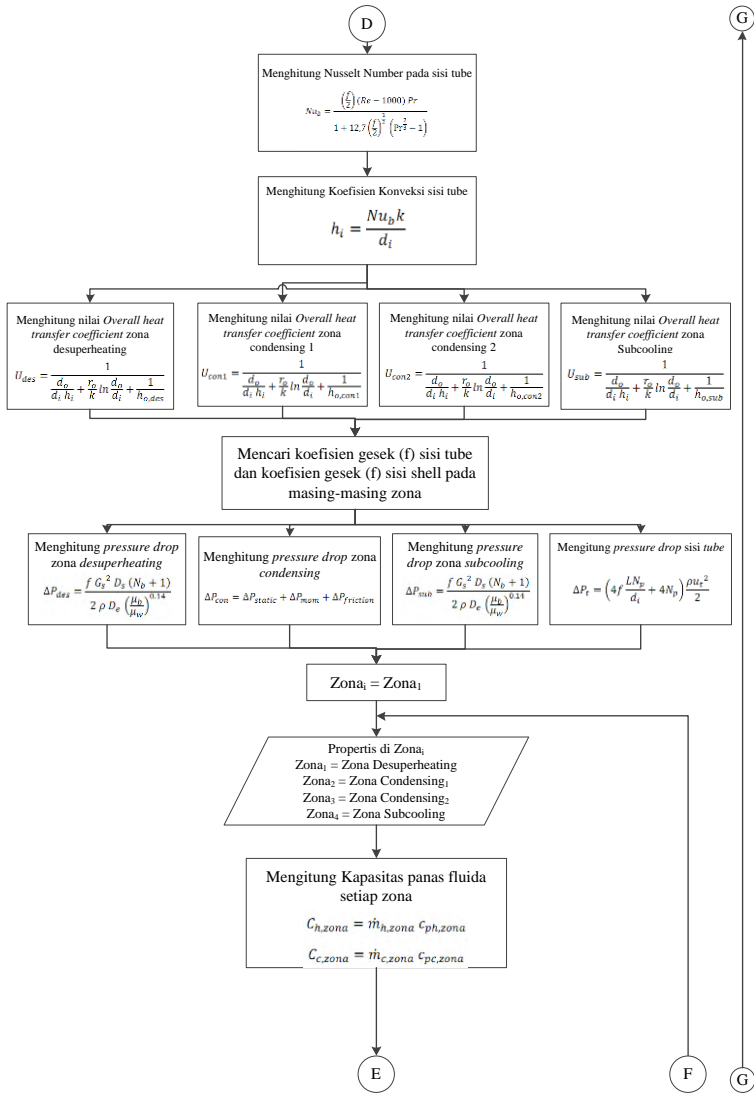
Berikut adalah langkah-langkah pada penelitian secara garis besar:

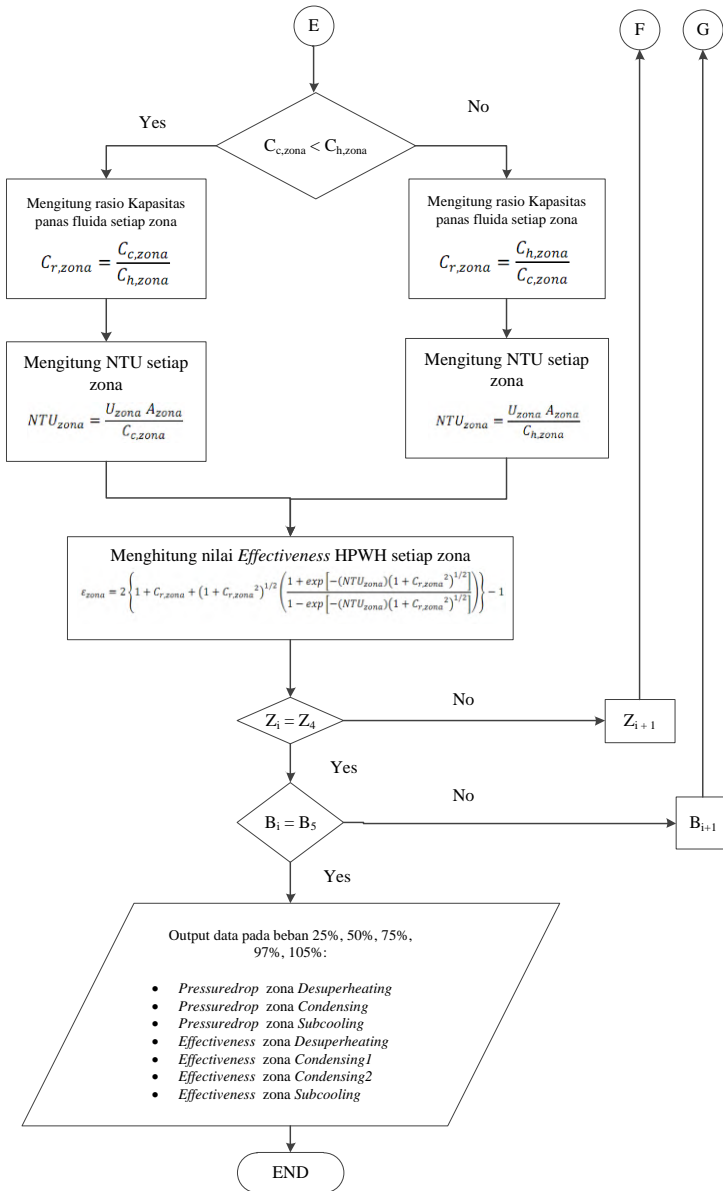
1. Memasukan data heat balance dan operasi HPWH 6, 7, dan 8.
2. Menghitung nilai effectiveness, pressure drop, dan NTU pada setiap zona HPWH 6, 7, dan 8.
3. Menghitung nilai effectiveness, pressure drop, dan NTU total HPWH 6, 7, 8.
4. Menghitung performance HPWH 6, 7, dan 8 dengan variasi plugging 0-20%.

### 3.3.1 Flowchart Perhitungan Nilai Effectiveness, Pressure Drop, dan NTU pada Setiap Zona HPWH 6, 7, dan 8

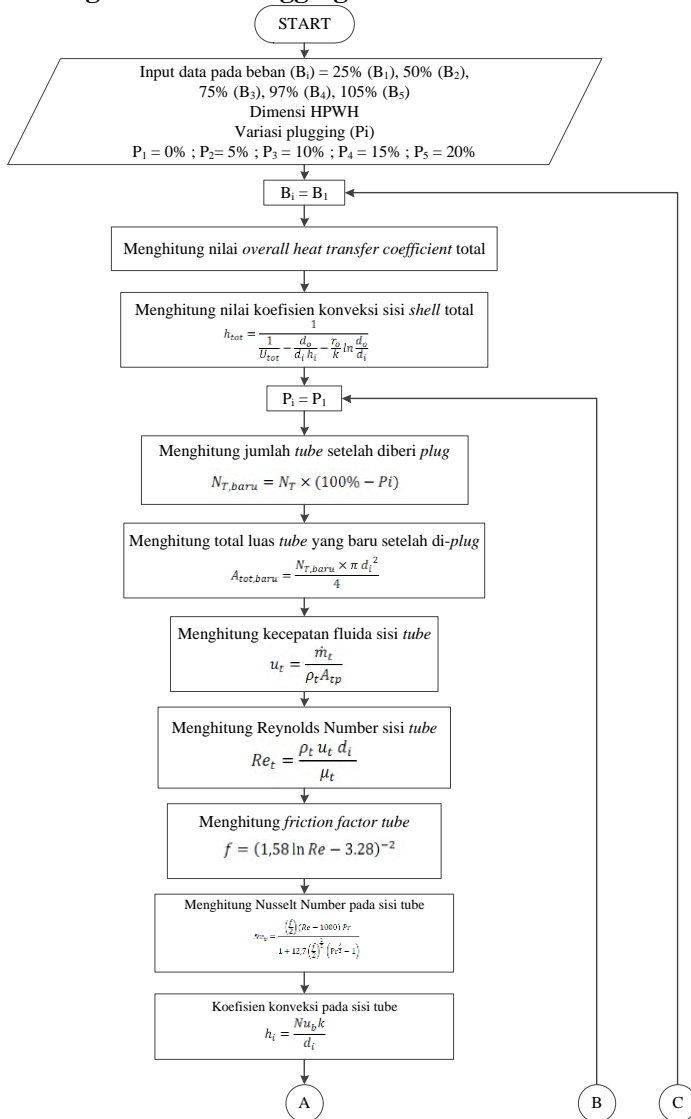


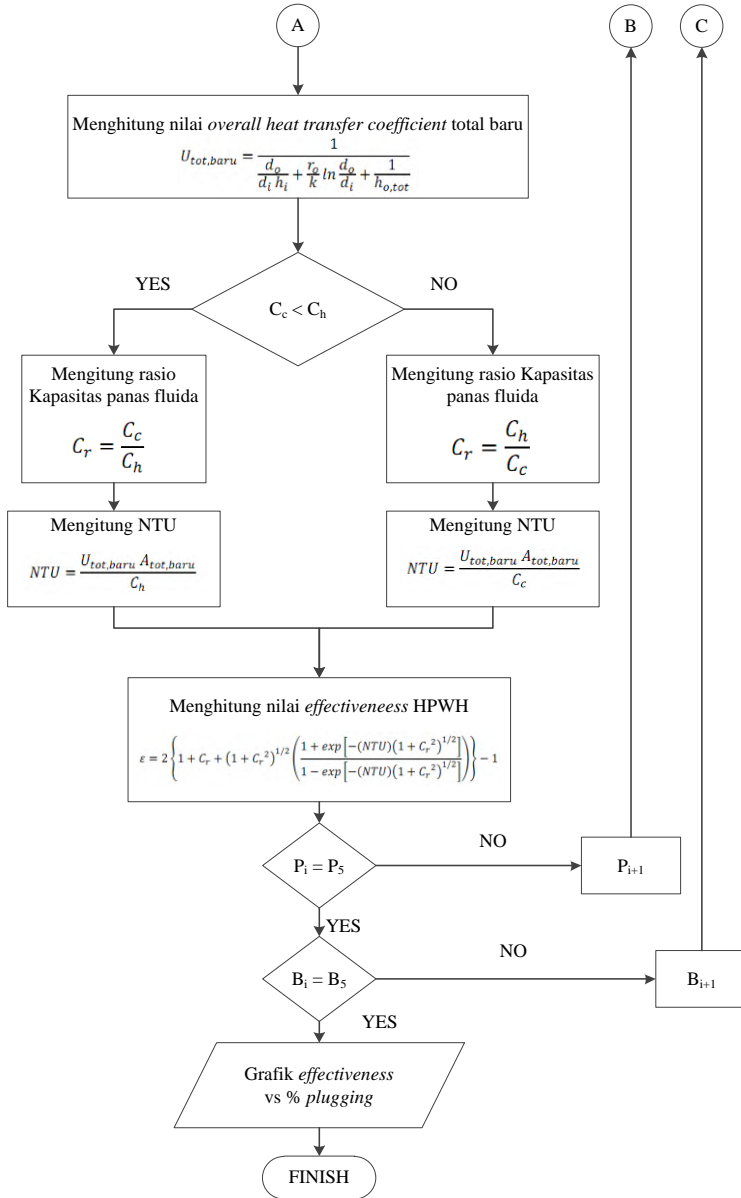






### 3.3.2 Flowchart Perhitungan Performance HPWH 6, 7, dan 8 dengan Variasi Plugging 0-20%.









*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

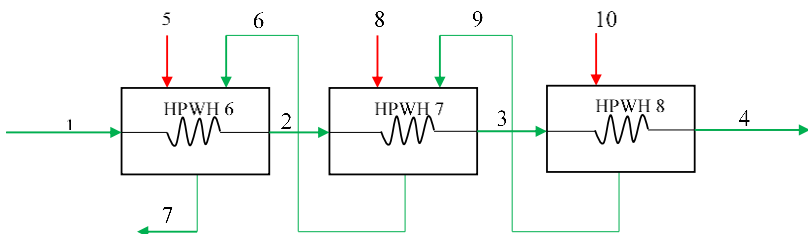
## **BAB IV**

### **ANALISIS DAN PEMBAHASAN**

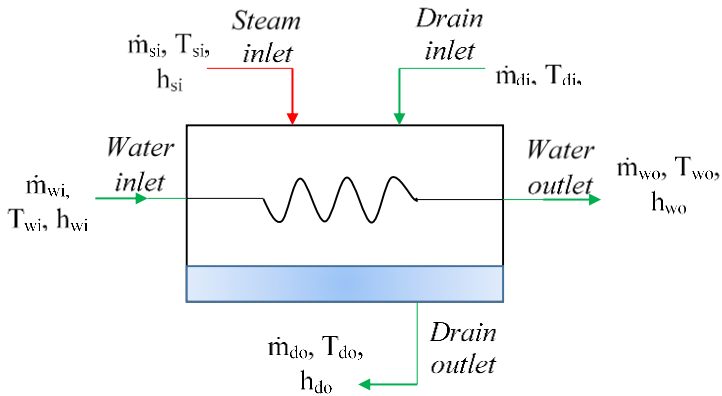
#### **4.1 Analisis Temodinamika**

Proses analisis High Pressure Heater 6, 7, dan 8 PT. IPMOMI Paiton dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika dan perpindahan panas. Pada HPH 6 dan 7 terdapat 3 inlet dan 2 outlet sedangkan untuk HPH 8 terdapat 2 inlet dan 2 outlet. Gambar 4.1 merupakan skema dari HPH 6, 7, dan 8 pada PT. IPMOMI Paiton.

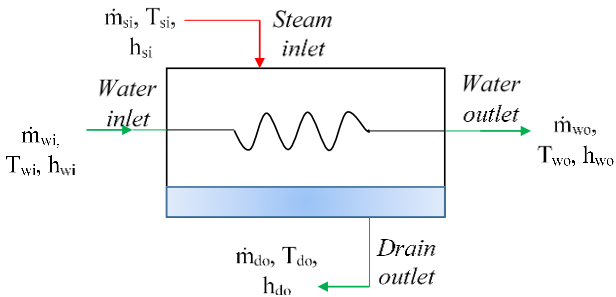
Titik 5, 8, dan 10 merupakan steam inlet dari HPH 6, 7, dan 8, serta titik 6 dan 9 merupakan drain inlet dari HPH 6 dan 7 dan drain outlet dari HPH 7 dan 9. Sedangkan titik 7 merupakan drain outlet dari HPH 6. Titik 1, 2, 3, dan 4 merupakan saluran feedwater. Perhitungan dilakukan berdasarkan data heat balance dan data operasi dari HPH 6, 7, dan 8 dengan pembebanan 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105% untuk data heat balance, serta 50%, 75%, 100%, dan 105% untuk data operasi. Data heat balance dan operasi terlampir pada bab III tabel 3.4. Keseimbangan energi untuk HPH 6 dan 7 digambarkan pada gambar 4.2, serta untuk HPH 8 digambarkan pada gambar 4.3.



**Gambar 4. 1** Skema HPH 6, 7, dan 8



**Gambar 4. 2** Kestimbangan Energi HPH 6 & 7



**Gambar 4. 3** Kestimbangan Energi HPH 8

Analisis secara termodinamika dilakukan pada kondisi *steady state*. Persamaan konservasi energi pada HPH 6 pada pembebanan 25% adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 Q_{out} &= Q_{in} \\
 Q_{hot} &= Q_{cold} \\
 \dot{m}_{hot} \cdot \Delta h_{hot} &= \dot{m}_{cold} \cdot c_{p,cold} \cdot \Delta T_{cold}
 \end{aligned}$$

$$(\dot{m}_{si} \cdot h_{si}) + (\dot{m}_{di} \cdot h_{di}) - ((\dot{m}_{si} + \dot{m}_{di}) \cdot h_{do}) \\ = \dot{m}_w \cdot cp_w \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$Q_{hot} = (\dot{m}_{si} \cdot h_{si}) + (\dot{m}_{di} \cdot h_{di}) - ((\dot{m}_{si} + \dot{m}_{di}) \cdot h_{do}) \\ Q_{hot} = \left(4,794 \frac{kg}{s} \cdot 3230,1 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(15,086 \frac{kg}{s} \cdot 653,4 \frac{kJ}{kg}\right) \\ - \left(\left(4,794 \frac{kg}{s} + 15,086 \frac{kg}{s}\right) \cdot 623,77 \frac{kJ}{kg}\right) \\ Q_{hot} = 12941,744 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{cold} = \dot{m}_w \cdot cp_w \cdot (T_{co} - T_{ci}) \\ Q_{cold} = 161,358 \frac{kg}{s} \cdot 4,2094 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (422,3 - 403,3)K \\ Q_{cold} = 12905,187 \text{ kW}$$

Dalam hal ini berarti fluida panas mengeluarkan energi sebesar 12941,744 kW dan energi panas tersebut mampu diserap oleh fluida dingin sebesar 12904,547 kW. Untuk analisis termodinamika HPH 7 juga dilakukan model perhitungan yang sama dengan HPH 6, sedangkan untuk HPH 8 pada pembebanan 25%, persamaan konservasi energi yang digunakan adalah sebagai berikut.

$$Q_{out} = Q_{in} \\ Q_{hot} = Q_{cold} \\ \dot{m}_{hot} \cdot \Delta h_{hot} = \dot{m}_{cold} \cdot cp_{cold} \cdot \Delta T_{cold} \\ (\dot{m}_{si} \cdot h_{si}) - (\dot{m}_{do} \cdot h_{do}) = \dot{m}_w \cdot cp_w \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$Q_{hot} = (\dot{m}_{si} \cdot h_{si}) - (\dot{m}_{do} \cdot h_{do}) \\ Q_{hot} = \left(4,504 \frac{kg}{s} \cdot 2956,3 \frac{kJ}{kg}\right) - \left(4,504 \frac{kg}{s} \cdot 807,9 \frac{kJ}{kg}\right) \\ Q_{hot} = 9676,394 \text{ kW} \\ Q_{cold} = \dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \\ Q_{cold} = 161,358 \frac{kg}{s} \cdot 4,339 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (471,3 - 457,5)K$$

$$Q_{cold} = 9661,827 \text{ kW}$$

Dalam hal ini berarti fluida panas mengeluarkan energi sebesar 9676,394 kW dan energi panas tersebut mampu diserap oleh fluida dingin sebesar 9661,827 kW. Analisis termodinamika pada HPH 6, 7, dan 8 secara lengkap dapat dilihat pada tabel 4.1.

**Tabel 4. 1** Analisis termodinamika HPH 6, 7, dan 8

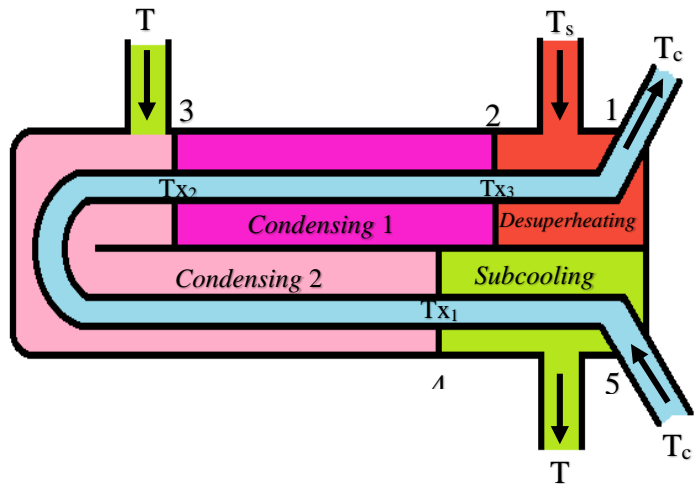
Load	HPH 6		HPH 7		HPH 8	
	Q hot	Q cold	Q hot	Q cold	Q hot	Q cold
	kW					
25%	12942.72	12905.17	24411.05	24108.45	9676.155	9662.036
50%	26350.25	25973.7	50600.59	49847.67	22481.46	22193.11
75%	41779.95	41420.94	83889.48	83728.68	40062.7	38961.91
100%	60772.39	60128.1	122999	119863.2	65220.38	63736.53
105%	78873.59	70227.99	134468.3	125263.4	77289.43	75240.17
50% op	41133.92	41101.07	58826.96	58350.2	23216.96	23004.77
75% op	53333.71	53248.51	82288.01	82159.18	40444.01	40419.47
100% op	72678	71402.15	121041.2	12068.67	65624.48	65468.76
105% op	76439.36	76270.78	140052	139951.7	77727.57	77564.26

#### 4.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Sisi *Shell* dan *Tube*

Perhitungan laju perpindahan panas pada sisi *shell* dilakukan berdasarkan masing-masing zona pada HPH meliputi zona *Desuperheating*, *Condensing*, dan *Subcooling*. Untuk memudahkan analisis, dilakukan pembagian *section* pada HPH berdasarkan zona yang ada. Pembagian *section* pada HPH ditunjukkan pada gambar 4.4. Contoh perhitungan laju perpindahan panas pada setiap zona menggunakan data *heat balance* HPH 6 pembebanan 25%.

##### a. Zona *Desuperheating* (section 1-2)

Laju perpindahan panas zona *Desuperheating* ditunjukkan sebagai berikut



**Gambar 4. 4** Pembagian *Section* pada HPH

$$\begin{aligned}
 Q_{Desuperheating} &= \dot{m}_{si} \cdot (h_{si} - h_g) \\
 Q_{Desuperheating} &= 4,794 \frac{kg}{s} \cdot \left( 3230,1 \frac{kJ}{kg} - 2743,7 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 Q_{Desuperheating} &= 2332,018 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Nilai temperatur aliran di dalam *tube* di awal zona *Desuperheating section* 1-2 ( $T_{x3}$ ) dapat dihitung dengan persamaan konservasi energi sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 Q_{Des (shell)} &= Q_{Des (tube)} \\
 Q_{Des (shell)} &= \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_{co} - T_{x3}) \\
 5089,027 \text{ kW} &= 161,358 \frac{kJ}{kg} \cdot 4,2094 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (471,3 \\
 &\quad - T_{x3})K \\
 T_{x3} &= 418,881 \text{ K}
 \end{aligned}$$

**b. Zona Condensing**

Zona *Condensing* pada HPH dibagi menjadi 2 *section* yaitu *Condensing steam* dan *drain inlet*.

**1. Condensing Steam (Section 2-3) (Zona Condensing 1)**

Proses kondensasi steam yang berasal dari zona *Desuperheating* terjadi di zona *Condensing section* 2-3. Laju perpindahan panas pada *section* ini dihitung dengan persamaan konservasi energi, dengan  $Q_{cold}$  adalah laju perpindahan panas pada aliran dalam *tube* sepanjang *section* 2-3 dan  $Q_{hot}$  adalah laju perpindahan panas akibat proses kondensasi steam yang terjadi di sepanjang 2-3. Berdasarkan hasil iterasi diketahui temperatur aliran di dalam *tube* di akhir *section* 2-3 ( $T_{x2}$ ) sebesar 411,420 K, sehingga kualitas campuran steam pada *section* ini dapat diperoleh dengan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 Q_{con1 (tube)} &= Q_{con1 (shell)} \\
 \dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{x3} - T_{x2}) &= \dot{m}_{si} \cdot X_{Si} \cdot 1(h_g - h_f) \\
 161,358 \frac{kJ}{kg} \cdot 4,2094 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (418,881 - 411.420)K \\
 &= 4,794 \frac{kg}{s} \cdot X_{Si} \cdot \left( 3230,1 \frac{kJ}{kg} - 2743,7 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 X_{Si} &= 0.501
 \end{aligned}$$

**2. Drain Inlet (Section 3-4) (Zona Condensing 2)**

Proses perpindahan panas akibat percampuran antara aliran steam dengan kondensat terjadi pada zona *Condensing section* 3-4 dengan *drain* yang berasal dari HPH sebelumnya (untuk HPH 6 *drain* berasal dari HPH 7 dan untuk HPH 7 *drain* berasal dari HPH 8). Kualitas campuran *drain* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$X_{di} = \frac{h_{di} - h_f}{h_g - h_f} = \frac{653.4 \frac{kJ}{kg} - 624.2 \frac{kJ}{kg}}{2743.7 \frac{kJ}{kg} - 624.2 \frac{kJ}{kg}} = 0.0138$$

Setelah mendapatkan kualitas campuran *drain inlet*, maka dapat dihitung kualitas uap campuran rata-rata sebagai berikut.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{si} \cdot X_{si} + \dot{m}_{di} \cdot X_{di} &= \dot{m}_b \cdot X_b \\ \left(4,794 \frac{kg}{s} \cdot 0,501\right) + 15,086 \frac{kg}{s} \cdot 0,0138 &= 19,881 \cdot X_b \\ X_b &= 0.132\end{aligned}$$

Maka laju perpindahan panas di zona *Condensing* adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}Q_{Condensing} &= \{\dot{m}_{si} \cdot X_{si} \cdot (h_g - h_f)\} \\ &\quad + \{(\dot{m}_{si} + \dot{m}_{di}) \cdot X_b \cdot (h_g - h_f)\} \\ Q_{Condensing} &= \left\{4,794 \frac{kg}{s} \cdot 0.501 \cdot \left(3230,1 \frac{kJ}{kg} - 2743,7 \frac{kJ}{kg}\right)\right\} \\ &\quad + \left\{\left(4,794 \frac{kg}{s} \right.\right. \\ &\quad \left.+ 15,086 \frac{kg}{s}\right) \cdot 0.132 \cdot \left(3230,1 \frac{kJ}{kg} \right. \\ &\quad \left.- 2743,7 \frac{kJ}{kg}\right)\} \\ Q_{Condensing} &= 10617,4 \text{ kW}\end{aligned}$$

**c. Zona Subcooling (Section 4-5)**

Laju perpindahan panas zona *Subcooling* ditunjukkan sebagai berikut

$$\begin{aligned}Q_{Subcooling} &= \dot{m}_{do} \cdot (h_f - h_{do}) \\ Q_{Subcooling} &= 19,88 \frac{kg}{s} \cdot \left(624,2 \frac{kJ}{kg} - 623,77 \frac{kJ}{kg}\right) \\ Q_{Subcooling} &= 8,549 \text{ kW}\end{aligned}$$

Nilai temperatur aliran di dalam *tube* di akhir zona *Subcooling section 4-5* ( $T_{x1}$ ) dapat dihitung dengan persamaan konservasi energi sebagai berikut.

$$\begin{aligned}Q_{sub(shell)} &= Q_{sub(tube)} \\ Q_{sub(shell)} &= \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_{x1} - T_{ci}) \\ 8.549 \text{ kW} &= 161,358 \frac{kJ}{kg} \cdot 4.2094 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (T_{x1} - 403.3)K\end{aligned}$$



$$T_{x1} = 403.313 \text{ K}$$

Maka dari itu didapat laju perpindahan panas dari sisi *shell* yaitu sebagai berikut

$$Q_{Shell} = Q_{Desuperheating} + Q_{Condensing} + Q_{Subcooling}$$

$$Q_{Shell} = 2332,018 \text{ kW} + 10617,4 \text{ kW} + 8,549 \text{ kW}$$

$$Q_{Shell} = 12957,967 \text{ kW}$$

Serta untuk laju perpindahan disisi *tube* didapat sebagai berikut.

$$Q_{Tube} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$Q_{Tube} = 161,358 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,2094 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (422,3 - 403,3) \text{ K}$$

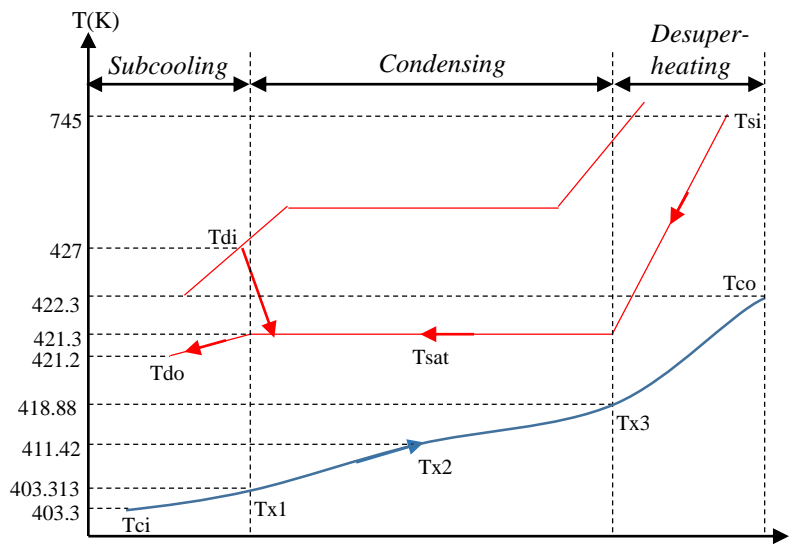
$$Q_{Tube} = 12905,187 \text{ kW}$$

Dari penjabaran diatas dapat diilustrasikan distirbusi temperatur aliran fluida panas dan fluida dingin di HPH seperti pada gambar 4.5. Nilai laju perpindahan panas sama dengan yang terlampir pada tabel 4.1, serta nilai  $T_x$ , dan kualitas uap pada zona *Condensing* pada HPH 6, 7, dan 8 secara lengkap dapat dilihat pada tabel 4.2.

**Tabel 4. 2** Laju perpindahan panas,  $T_x$ , dan  $X$

Load	HPH 6				
	$T_{x1} \text{ (K)}$	$T_{x2} \text{ (K)}$	$T_{x3} \text{ (K)}$	$X_{si}$	$X_{di}$
25%	403.3125	410.7738	418.8809	0.500799	0.013777
50%	423.8556	431.9698	440.6797	0.493317	0.010991
75%	442.1227	449.5567	457.6577	0.499521	0.011238
100%	455.6093	463.3334	471.8095	0.499492	0.011546
105%	458.7123	465.225	475.3333	0.412692	0.05346
50% op	427.4542	437.7544	448.9689	0.760151	0.020482
75% op	437.7065	447.6271	458.656	0.692891	0.01941
100% op	449.7956	459.319	470.2191	0.620285	0.021288
105% op	452.4512	461.5606	472.2343	0.5514	0.022218
Load	HPH 7				

	$T_{x1}$ (K)	$T_{x2}$ (K)	$T_{x3}$ (K)	$X_{si}$	$X_{di}$
25%	425.2188	440.4317	455.7779	0.499189	0.010284
50%	449.1147	465.4551	481.9638	0.501317	0.010655
75%	469.517	484.2483	499.2765	0.290552	0.010972
100%	482.3809	499.9888	517.8262	0.519314	0.011304
105%	483.9179	498.3952	516.8568	0.410584	0.011349
50% op	455.8284	472.0938	488.5423	0.605552	0.014064
75% op	466.832	483.6766	500.9498	0.514141	0.018835
100% op	481.7845	497.548	514.0017	0.345335	0.025258
105% op	482.862	500.1933	518.1299	0.466636	0.026438
Load	HPH 8				
	$T_{x1}$ (K)	$T_{x2}$ (K)	X		
25%	457.7408	470.243406	0.084911722		
50%	485.667	500.4021335	0.141915193		
75%	506.0235	522.3042323	0.175136918		
100%	524.0056	542.2388281	0.228307029		
105%	528.7398	547.4567894	0.23713545		
50% op	492.148	512.5341635	0.194696756		
75% op	504.8097	525.7412613	0.181577554		
100% op	520.2996	541.8703373	0.225202745		
105% op	523.4475	545.055631	0.227082806		



Gambar 4. 5 T-x Diagram pada HPH 6

4.2 Analisis Perpindahan Panas

Pada subbab ini dibahas contoh proses perhitungan *effectiveness* setiap zona di HPH 6 pada pembebanan 25%. Dimensi HPH 6 ditunjukkan pada tabel 4.3.

Tabel 4. 3 Dimensi HPH 6

Item	Value
ID <i>shell</i> (m)	1,5494
OD <i>tube</i> (m)	0,015875
ID <i>tube</i> (m)	0,013767
Baffle spacing (B) (m)	0,41751
ST (m)	0,0214
NT	2396
NP	2
N <sub>L</sub>	29
k <i>tube</i> (W/m <sup>2</sup> K)	16

$L_{tube}$ (m)	11,0456
----------------	---------

#### 4.2.1 Zona *Desuperheating* (Section 1-2)

Zona *Desuperheating* merupakan zona uap panas lanjut yang masuk ke dalam HPH 6 dan mengalami penurunan temperatur hingga temperatur uap jenuh. Berikut tabel propertis dan dimensi zona *Desuperheating*.

**Tabel 4. 4** Propertis dan Dimensi Zona *Desuperheating*

Propertis	
$T_{c1}$ (K)	418,8809165
$T_{c2}$ (K)	422,3
$T_{h1}$ (K)	745
$T_{h2}$ (K)	421,3
$\dot{m}_{shell}$ (kg/s)	4,794
$\dot{m}_{tube}$ (kg/s)	161,358
Dimensi	
$A_{Des}$ (m <sup>2</sup> )	128,485
Baffle spacing ( $B_{Des}$ ) (m)	0,41751

- T rata-rata *Shell*

$$\bar{T}_{shell} = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} = \frac{(745 + 421,3) K}{2} = 583,15 K$$

Dengan T rata-rata *shell* sebesar 583,15 K didapat propertis zona *Desuperheating* sisi *shell* sebagai berikut.

**Tabel 4. 5** Propertis *Shell* Zona *Desuperheating*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,6021
$c_p$ (J/kg.K)	2058,3

$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0,000020692
$k$ (w/m K)	0,045016
Pr	0,94609

- T rata-rata *Tube*

$$\bar{T}_{Tube} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = \frac{(418,88 + 422,3) K}{2} = 420,59 K$$

Dengan T rata-rata *tube* sebesar 420,59 K didapat propertis zona *Desuperheating* sisi *tube* sebagai berikut.

Tabel 4. 6 Propertis *Tube* Zona *Desuperheating*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	930.37
$c_p$ (J/kg.K)	4241
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0.00019112
$K$ (w/m K)	0.69589
Pr	1.1648

#### 4.2.1.1 Analisis Perpindahan Panas Eksternal (Sisi *Shell*)

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai koefisien konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) zona *Desuperheating* (*Section 1-2*) dapat dilihat pada tabel 4.3, 4.4 dan 4.5.

- Diameter Ekvivalen sisi *Shell* ( $D_e$ )

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{S_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}}$$

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{(0,0214 \text{ m})^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi(0,0159 \text{ m})^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot 0,0159 \text{ m}}{2}}$$

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{(0,0214 \text{ m})^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi(0,0159 \text{ m})^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot 0,0159 \text{ m}}{2}}$$

$$D_e = 0.016 \text{ m}$$

- Clearance antara tube (C)

$$C = S_T - d_o$$

$$C = 0,0214 \text{ m} - 0,0159 \text{ m}$$

$$C = 0,00556 \text{ m}$$

- Area for flow melewati Baffle Window ( $A_s$ )

$$A_s = \frac{D_s C B}{S_T} = \frac{1,549 \text{ m} \cdot 0,00556 \text{ m} \cdot 0,417 \text{ m}}{0,0214 \text{ m}} = 0,103 \text{ m}^2$$

- Kecepatan massa sisi shell ( $G_s$ )

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} = \frac{4,794 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,103 \text{ m}^2} = 28,587 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

- Bilangan Reynold sisi shell ( $Re_s$ )

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu_s} = \frac{28,587 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} \cdot 0,016 \text{ m}}{0,000020692 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 22125,016$$

- Temperatur dinding ( $T_w$ )

$$\begin{aligned}
 T_w &= \frac{1}{2} \left( \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} + \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} \right) \\
 &= \frac{1}{2} \left( \frac{(418,88 + 422,3) K}{2} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{(745 + 421,3) K}{2} \right) = 501,87 K
 \end{aligned}$$

Dengan  $T_w$  sebesar 501,87 K didapat propertis  $\mu_w = 0.000017288 \text{ Ns/m}^2$ .

- Koefisien Konveksi *shell* ( $h_o$ )

$$\begin{aligned}
 h_o &= 0,36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu_s} \right)^{0,55} \left( \frac{c_p \mu_s}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14} \left( \frac{k}{D_e} \right) \\
 h_o &= 0,36 \left( \frac{0,016 \text{ m} \cdot 28,587 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}}{0,000020692 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \right)^{0,55} \left( \frac{4302,3 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \cdot 0,000020692 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}{0,045016 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{0,000020692 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}{0,000017288 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \right)^{0,14} \left( \frac{0,045016 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0,016 \text{ m}} \right) \\
 h_o &= 249,892 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.1.2 Analisis Perpindahan Panas Internal (Sisi *Tube*)

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai koefisien konveksi sisi *Tube* ( $h_i$ ) zona *Desuperheating* (Section 1-2) dapat dilihat pada tabel 4.3, 4.4 dan 4.6.

- Luas *Tube* Passes ( $A_{tp}$ )

$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{8} = \frac{\pi (0,013767 \text{ m})^2 \cdot 2396}{8} = 0,178 \text{ m}^2$$

- Kecepatan Fluida ( $u_m$ )

$$u_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_{tp}} = \frac{161,358 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{930,37 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,178 \text{ m}^2} = 0,972 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Bilangan Reynold sisi *tube* ( $Re_t$ )

$$Re_t = \frac{\rho_t u_t d_i}{\mu_t} = \frac{930,37 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,972 \frac{m}{s} \cdot 0,0138 m}{0,00015219 \frac{Ns}{m^2}} = 65151,285$$

- *Friction Factor*

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \ln 65151,285 - 3,28)^{-2} = 0.0049$$

- *Nusselt Number* ( $Nu_b$ )

$$Nu_b = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \frac{\left(\frac{0.0049}{2}\right)(65151,285 - 1000) 1.1648}{1 + 12,7 \left(\frac{0.0049}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1.1648^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 164,648$$

- Koefisien Konveksi *Tube* ( $h_i$ )

$$h_i = \frac{Nu_b k}{d_i} = \frac{164,648 \cdot 0,696 \frac{W}{mK}}{0,0138 m} = 8322,57 \frac{W}{m^2 K}$$

#### 4.2.1.3 Analisis Effectiveness

- *Overall Heat Transfer Coefficient* ( $U$ )

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{r_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{k} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0,0159 m}{0,0138 m \cdot 8322,57 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{0,0159 m \cdot \ln \frac{0,0159 m}{0,0138 m}}{2 \cdot 16 \frac{W}{mK}} + \frac{1}{1654,334 \frac{W}{m^2 K}}}$$



$$U = 1228,946 \frac{W}{m^2 K}$$

- Kapasitas Panas Fluida Dingin ( $C_c$ )

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} = 161,358 \frac{kg}{s} \cdot 4241 \frac{J}{kg K} = 684.318,336 \frac{J}{s K}$$

- Kapasitas Panas Fluida Panas ( $C_h$ )

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} = 4.794 \frac{kg}{s} \cdot 2058,3 \frac{J}{kg K} = 9868.405 \frac{J}{s K}$$

- Rasio Kapasitas Panas ( $C_r$ )

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{C_h}{C_c} = \frac{9868,405 \frac{J}{s K}}{684.318,336 \frac{J}{s K}} = 0,0144$$

- *Number Transfer Unit* (NTU)

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} = \frac{1228,946 \frac{W}{m^2 K} \cdot 128,485 m^2}{9868,405 \frac{J}{s K}} = 3,09$$

- *Effectiveness* ( $\varepsilon$ )

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ -NTU(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -NTU(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,0144 + (1 + 0,0144^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ -3,09(1 + 0,0144^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -3,09(1 + 0,0144^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,747$$

#### 4.2.2 Zona Condensing 1 (Section 2-3)

##### 4.2.2.1 Analisis Perpindahan Panas Eksternal (Sisi Shell)

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai koefisien konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) Zona *Condensing* 1 (Section 2-3) dapat dilihat pada tabel 4.3, 4.7 dan 4.8.

Tabel 4. 7 Propertis dan Dimensi Zona *Desuperheating*

Propertis	
$T_{c1}$ (K)	410,7738012
$T_{c2}$ (K)	418,8809165
$T_{h1}$ (K)	421,3
$T_{h2}$ (K)	421,3
$\dot{m}_{shell}$ (kg/s)	4,794
$\dot{m}_{Tube}$ (kg/s)	161,358
Dimensi	
$A_{Con1}$ (m <sup>2</sup> )	531,955
Baffle spacing ( $B_{con1}$ ) (m)	1,01918

- Saturation Temperature

$$T_{sat} = 421,3 \text{ K}$$

Dengan  $T_{sat}$  *shell* sebesar 421,3 K didapat propertis zona *Condensing* sisi *shell* sebagai berikut.

Tabel 4. 8 Propertis *Shell Zona Condensing 1*

Item	Value
$h_{fg}$ (KJ/kg)	2119,5
$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	918,73
$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	2,4313
$K_l$ (w/mK)	0,68234
$\mu_l$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0,00018506
$C_p$ (J/kg.K)	2332,4
$c_{pl}$ (KJ/kg.K)	4,2296

- T rata-rata *Tube*

$$\bar{T}_{Tube} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = \frac{(410,774 + 418,881) K}{2} = 414,827 K$$

Dengan T rata-rata *tube* sebesar 420,59 K didapat propertis zona *Desuperheating* sisi *tube* sebagai berikut.

Tabel 4. 9 Propertis *Shell Zona Condensing 1*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	935,38
$c_p$ (J/kg.K)	4229,6
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0,00019931
$k$ (w/m K)	0,6963
Pr	1.2106

- Jacob Number ( $Ja$ )

$$Ja = \frac{c_{pl}(T_{sat} - T_f)}{h_{fg}} = \frac{4,2296 \frac{KJ}{kgK} (421,3 - 414,827)K}{2119,5 \frac{kJ}{kg}} = 0.0129$$

- Kalor laten ( $h'_{fg}$ )

$$\begin{aligned} h'_{fg} &= h_{fg}(1 + 0,68Ja) = 2119,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} (1 + (0,68 \cdot 0,0129)) \\ &= 2138,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

- Koefisien Konveksi *shell* ( $h_o$ )

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{0,729 [g \rho_l (\rho_l - \rho_g) k_l^3 h'_{fg}]^{\frac{1}{4}}}{N \mu_l (T_{sat} - T_f) d_o} \\ h_o &= \frac{0,729 \left[ 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 918,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left( 918,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 2,431 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left( 0,682 \frac{\text{W}}{\text{mk}} \right)^3 2138,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]^{\frac{1}{4}}}{29 \cdot 0,00018506 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot (421,3 - 414,827) \text{K} \cdot 0,0159 \text{ m}} \\ h_o &= 1301,584 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \end{aligned}$$

#### 4.2.2.2 Analisis Perpindahan Panas Internal (Sisi *Tube*)

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai koefisien konveksi sisi *Tube* ( $h_i$ ) Zona *Condensing* 1 (*Section* 2-3) dapat dilihat pada tabel 4.3, 4.7 dan 4.9.

- Luas *Tube* Passes ( $A_{tp}$ )

$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{8} = \frac{\pi (0,013767 \text{ m})^2 \cdot 2396}{8} = 0,178 \text{ m}^2$$

- Kecepatan Fluida ( $u_m$ )

$$u_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_{tp}} = \frac{161,358 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{935,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 0,178 \text{ m}^2} = 0,967 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Bilangan Reynolds sisi *tube* ( $Re_i$ )

$$Re_t = \frac{\rho_t u_t d_i}{\mu_t} = \frac{930,37 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,967 \frac{m}{s} \cdot 0,0138 m}{0.00019931 \frac{Ns}{m^2}}$$

$$= 62474,104$$

- *Friction Factor Tube*

$$f = (1,58 \ln Re - 3.28)^{-2} = (1,58 \ln 62474,104 - 3.28)^{-2}$$

$$= 0,005$$

- *Nusselt Number (Nu<sub>b</sub>)*

$$Nu_b = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$= \frac{\left(\frac{0,005}{2}\right) (62474,104 - 1000) 1,0431}{1 + 12,7 \left(\frac{0,005}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1,0431^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$= 170,692$$

- *Koefisien Konveksi Tube (h<sub>i</sub>)*

$$h_i = \frac{Nu_b k}{d_i} = \frac{170,692 \cdot 0,6963 \frac{W}{mK}}{0,0138 m} = 8633,184 \frac{W}{m^2 K}$$

#### 4.2.2.3 Analisis Effectiveness

- *Overall Heat Transfer Coefficient (U)*

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{r_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{k_{tube}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0,0159 \text{ m}}{0,0138 \text{ m} \cdot 8633,184 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{0,0159 \text{ m} \cdot \ln \frac{0,0159 \text{ m}}{0,0138 \text{ m}}}{2 \cdot 16 \frac{W}{m K}} + \frac{1}{1301,584 \frac{W}{m^2 K}}}$$

$$U = 1028,233 \frac{W}{m^2 K}$$

- Kapasitas Panas Fluida Dingin ( $C_c$ )

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} = 161,358 \frac{kg}{s} \cdot 4229,6 \frac{J}{kg K} = 682.478,857 \frac{J}{s K}$$

- Kapasitas Panas Fluida Panas ( $C_h$ )

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} = 4.794 \frac{kg}{s} \cdot 2332,4 \frac{J}{kg K} = 11182,562 \frac{J}{s K}$$

- Rasio Kapasitas Panas ( $C_r$ )

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{C_h}{C_c} = \frac{11182,562 \frac{J}{s K}}{682.478,857 \frac{J}{s K}} = 0,0164$$

- Number Transfer Unit (NTU)

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} = \frac{1028,233 \frac{W}{m^2 K} \cdot 531,955 \text{ m}^2}{11182,562 \frac{J}{s K}} = 48,913$$

- Effectiveness ( $\varepsilon$ )

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ -NTU(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -NTU(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,0164 + (1 + 0,0164^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ -48,913(1 + 0,0164^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -48,913(1 + 0,0164^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,879$$

#### 4.2.3 Zona Condensing 2 (Section 3-4)

**Tabel 4. 10** Propertis dan Dimensi Zona *Condensing 2*

Propertis	
$T_{c1}$ (K)	403.3125336
$T_{c2}$ (K)	410.7738012
$T_{h1}$ (K)	421.3
$T_{h2}$ (K)	421.3
$\dot{m}_{shell}$ (kg/s)	19,88
$\dot{m}_{tube}$ (kg/s)	161,358
Dimensi	
$A_{con2}$ (m <sup>2</sup> )	454.489
Baffle spacing ( $B_{con2}$ ) (m)	1,01918

- T rata-rata *Shell*

$$\bar{T}_{shell} = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} = \frac{(421,3 + 421,3) K}{2} = 421,3 K$$

Dengan T rata-rata *shell* sebesar 481,42 K didapat propertis zona *Condensing 2* sisi *shell* sebagai berikut.

**Tabel 4. 11** Propertis *Shell* Zona *Condensing 2*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	918.73
$c_p$ (J/kg.K)	4302.3
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0.00018506
$k$ (w/m K)	0.68234
Pr	1.1668

- T rata-rata *Tube*

$$\bar{T}_{Tube} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = \frac{(403,312 + 410,773) K}{2} = 407,043 K$$

Dengan T rata-rata *tube* sebesar 407,043 K didapat propertis zona *Condensing 2* sisi *tube* sebagai berikut.

**Tabel 4. 12** Propertis *Tube* Zona *Condensing 2*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	941,95
$c_p$ (J/kg.K)	4215,5
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0,00021154
$k$ (w/m K)	0,69642
Pr	1,2805

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai koefisien konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) koefisien dan konveksi sisi *tube* ( $h_i$ ) Zona *Condensing 2* dapat dilihat pada tabel 4.3, 4.10, 4.11, 4.12. Proses perhitungan sama seperti yang tertulis pada subbab 4.2.1.1, 4.2.1.2, dan 4.2.1.3. Dari proses perhitungan didapat nilai *effectiveness* Zona *Condensing 2* sebesar 0.792.



#### 4.2.4 Zona Subcooling (Section 4-5)

**Tabel 4. 13** Propertis dan Dimensi Zona *Subcooling*

Propertis	
$T_{c1}$ (K)	403,3
$T_{c2}$ (K)	403,3125336
$T_{h1}$ (K)	421,3
$T_{h2}$ (K)	421,2
$\dot{m}_{shell}$ (kg/s)	19,88
$\dot{m}_{Tube}$ (kg/s)	161,358
Dimensi	
$A_{Sub}$ (m <sup>2</sup> )	205,502
Baffle spacing ( $B_{Sub}$ ) (m)	0,34306

- T rata-rata *Shell*

$$\bar{T}_{Shell} = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} = \frac{(421,3 + 421,2) K}{2} = 421,25 K$$

Dengan T rata-rata *shell* sebesar 421,25 K didapat propertis zona *Subcooling* sisi *shell* sebagai berikut.

**Tabel 4. 14** Propertis *Shell* Zona *Subcooling*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	918.77
$c_p$ (J/kg.K)	4302.1
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0.00018512
$k$ (w/m K)	0.68235
Pr	1.1672

- T rata-rata *Tube*

$$\bar{T}_{Tube} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = \frac{(403,3 + 403,312) K}{2} = 403,306 K$$

Dengan  $T$  rata-rata *tube* sebesar 407,043 K didapat propertis zona *Condensing* 2 sisi *tube* sebagai berikut.

**Tabel 4. 15** Propertis *Tube* Zona *Subcooling*

Item	Value
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	945.02
$c_p$ (J/kg.K)	4209.4
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0.00021794
$k$ (w/m K)	0.69629
Pr	1.3176

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai koefisien konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) koefisien dan konveksi sisi *tube* ( $h_i$ ) zona *Subcooling* dapat dilihat pada tabel 4.3, 4.13, 4.14, 4.15. Proses perhitungan sama seperti yang tertulis pada subbab 4.2.1.1, 4.2.1.2, dan 4.2.1.3. Dari proses perhitungan didapat nilai *effectiveness* zona *Subcooling* sebesar 0,751.

#### 4.2.5 Nilai *Effectiveness* HPH 6, 7, dan 8 pada Zona *Desuperheating*, *Condensing*, dan *Subcooling*

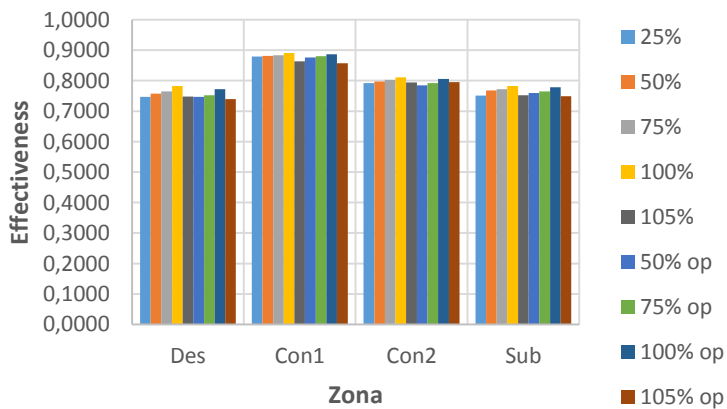
Dari hasil perhitungan didapatkan nilai *effectiveness* dari data *heat balance* dan operasi. Analisis yang dilakukan dalam perhitungan yaitu mengetahui nilai koefisien konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) dan sisi *tube* ( $h_i$ ) dari HPH dilanjutkan dengan melakukan perhitungan *effectiveness* dengan metode NTU dengan variasi pembebanan yaitu antara 25% sampai 105%. *Effectiveness* merupakan salah satu indikator untuk mengetahui kinerja dari suatu sistem. Hasil perhitungan *effectiveness* untuk masing-masing HPH akan ditampilkan dalam Tabel 4.16. Hasil tersebut diplotkan sehingga mendapatkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.6, 4.7, dan 4.8.

**Tabel 4. 16** Nilai  $\epsilon$  HPH 6, 7, dan 8 pembebanan 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105%.

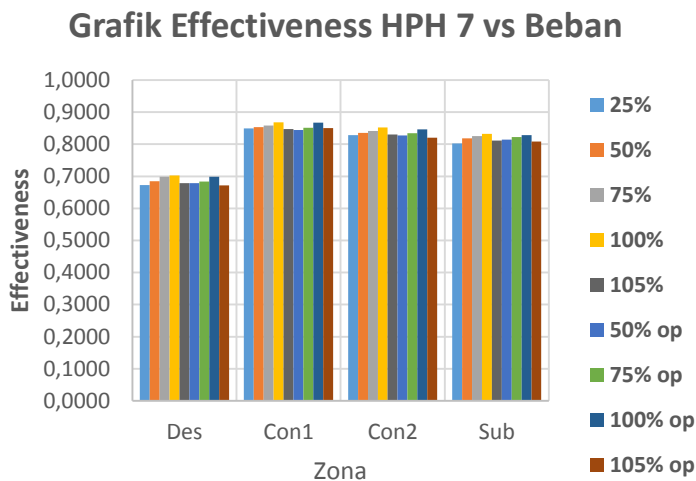
HPH 6				
LOAD	$\epsilon$			
	Des	Con1	Con2	Sub
25%	0,7468	0,8792	0,7924	0,7510
50%	0,7572	0,8815	0,7968	0,7677
75%	0,7647	0,8829	0,8023	0,7719
100%	0,7827	0,8911	0,8112	0,7829
105%	0,7484	0,8632	0,7942	0,7521
50% op	0,7471	0,8761	0,7845	0,7589
75% op	0,7516	0,8801	0,7921	0,7649
100% op	0,7722	0,8865	0,8057	0,7784
105% op	0,7396	0,8569	0,7954	0,7493
HPH 7				
LOAD	$\epsilon$			
	Des	Con1	Con2	Sub
25%	0,6722	0,8489	0,8280	0,8021
50%	0,6843	0,8537	0,8348	0,8179
75%	0,6989	0,8586	0,8411	0,8249
100%	0,7021	0,8679	0,8527	0,8325
105%	0,6789	0,8473	0,8299	0,8111
50% op	0,6790	0,8439	0,8268	0,8143
75% op	0,6833	0,8512	0,8343	0,8221
100% op	0,6982	0,8672	0,8467	0,8278

105% op	0,6713	0,8501	0,8201	0,8088
HPH 8				
LOAD	$\varepsilon$			
	Des	Con	Sub	
25%	0,8089	0,8751	0,8461	
50%	0,8122	0,8802	0,8527	
75%	0,8278	0,8858	0,8633	
100%	0,8344	0,8932	0,8719	
105%	0,8101	0,8768	0,8482	
50% op	0,8078	0,8781	0,8429	
75% op	0,8177	0,8812	0,8587	
100% op	0,8204	0,8891	0,8634	
105% op	0,8072	0,8678	0,8447	

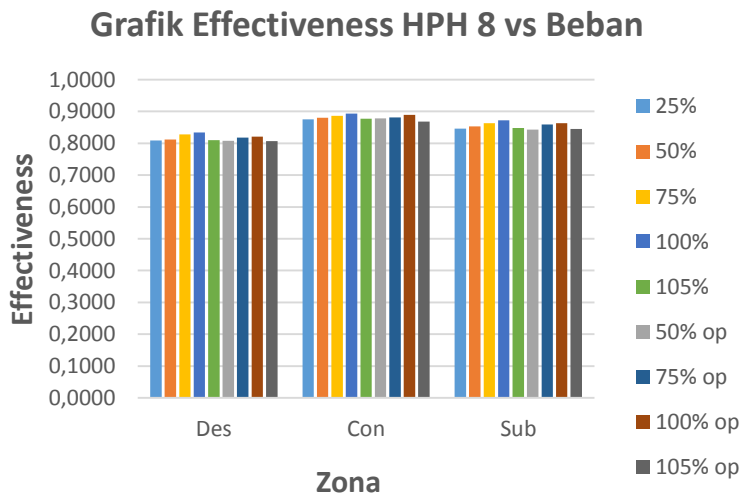
**Grafik Effectiveness HPH 6 vs Beban**



**Gambar 4. 6** Grafik *Effectiveness* HPH 6 vs Beban



**Gambar 4. 7** Grafik *Effectiveness* HPH 7 vs Beban



**Gambar 4. 8** Grafik *Effectiveness* HPH 8 vs Beban

Pada gambar 4.6, 4.7, dan 4.8 terlihat bahwa pada zona *Desuperheating*, *Condensing* dan *Subcooling* mengalami peningkatan *effectiveness* seiring dengan bertambahnya beban yang diterima oleh HPH. Nilai *effectiveness* terbesar terjadi pada pembebanan 100%. Hal ini terjadi karena adanya kenaikan nilai NTU. Nilai NTU dipengaruhi oleh perbandingan antara nilai overall heat transfer ( $U$ ) dan  $C_{min}$ . Perbandingan nilai  $U$  dan  $C_{min}$  semakin besar seiring dengan bertambahnya pembebanan. Selain itu peningkatan *effectiveness* juga dipengaruhi oleh penurunan nilai rasio kapasitas panas ( $Cr$ ). Penurunan  $Cr$  disebabkan oleh penurunan perbandingan antara  $C_{min}$  dan  $C_{maks}$ . Penurunan perbandingan nilai  $C_{min}$  ( $C_{hot}$ ) dan  $C_{maks}$  ( $C_{cold}$ ) disebabkan oleh menurunnya perbandingan perkalian antara *massflow rate* sisi *hot* dan kalor spesifik sisi *hot* dan perkalian antara *massflow rate* sisi *cold* dan kalor spesifik sisi *cold* seiring dengan bertambahnya beban.

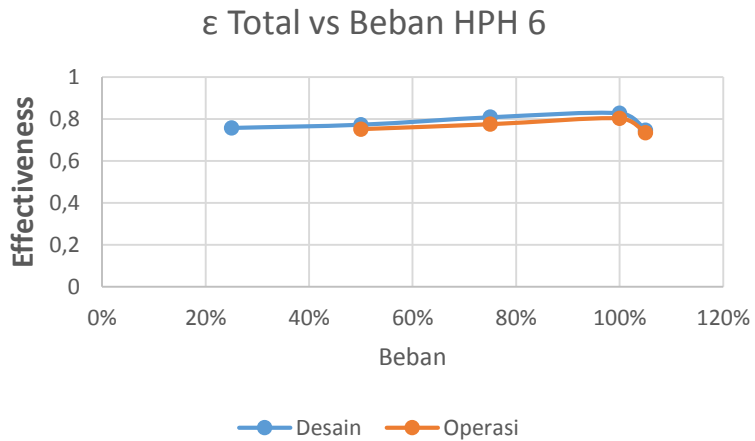
Selain itu pada grafik juga dapat dilihat bahwa nilai *effectiveness* terbesar terjadi pada zona *Condensing*. Hal itu dapat dilihat pada grafik HPH 6, 7 dan 8 di gambar 4.6, 4.7, dan 4.8. Hal ini karena nilai NTU terbesar dimiliki oleh zona *Condensing*. Nilai NTU yang besar ini didapat karena pada zona *Condensing* memiliki nilai  $C_{min}$  yang paling kecil diantara zona yang lain. Selain itu nilai perbandingan antara  $U$  dan  $C_{min}$  di zona *Condensing* memiliki nilai paling besar diantara zona yang lain. Merujuk ke persamaan  $NTU = UA/C_{min}$  didapatkan bahwa semakin kecil nilai  $C_{min}$  dan semakin besar nilai  $U/C_{min}$  didapatkan nilai NTU yang semakin besar. Selain itu nilai  $Cr$  pada zona *Condensing* merupakan nilai  $Cr$  terendah sehingga menyebabkan nilai *effectiveness* pada zona *Condensing* memiliki nilai terbesar.

#### 4.2.6 Analisis *Effectiveness* HPH Secara Keseluruhan

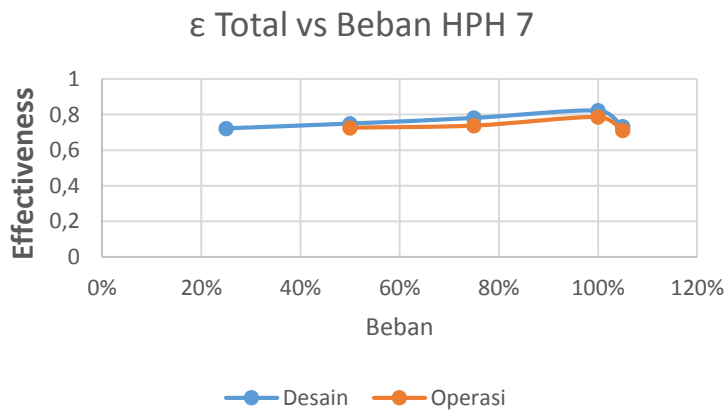
Dari hasil perhitungan yang sama didapatkan nilai *effectiveness* dari data *heat balance* dan operasi. Analisis yang dilakukan dalam perhitungan yaitu mengetahui nilai koefisien konveksi sisi *shell* ( $h_o$ ) dan sisi *tube* ( $h_i$ ) dari HPH dilanjutkan dengan melakukan perhitungan *effectiveness* dengan metode NTU dengan variasi pembebanan yaitu antara 25% sampai 105%. *Effectiveness* merupakan salah satu indikator untuk mengetahui kinerja dari suatu sistem. Hasil perhitungan *effectiveness* untuk masing – masing HPH akan ditampilkan dalam Tabel 4.17. Hasil tersebut diplotkan sehingga mendapatkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.9, 4.10, dan 4.11.

**Tabel 4. 17** *Effectiveness* HPH 6, 7, dan 8

Load	HPH 6	HPH 7	HPH 8
25%	0,7573	0,7220	0,8182
50%	0,7728	0,7491	0,8263
75%	0,8085	0,7806	0,8324
100%	0,8277	0,8219	0,8491
105%	0,7472	0,7315	0,8133
50% op	0,7519	0,7255	0,8091
75% op	0,7750	0,7377	0,8177
100% op	0,8025	0,7864	0,8228
105% op	0,7341	0,7109	0,8045

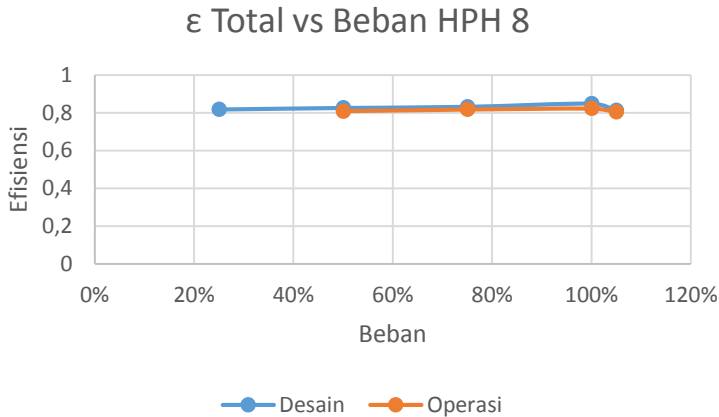


**Gambar 4. 9**  $\epsilon$  Total vs Beban HPH 6



**Gambar 4. 10**  $\epsilon$  Total vs Beban HPH 7





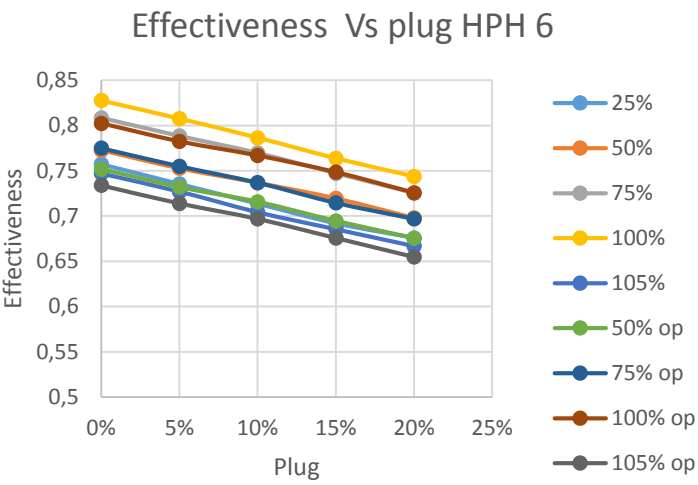
**Gambar 4. 11**  $\epsilon$  Total vs Beban HPH 8

Pada gambar 4.9, 4.10, dan 4.11 terlihat bahwa seiring dengan bertambahnya beban yang diterima oleh HPH, maka akan terjadi peningkatan *effectiveness*. Nilai *effectiveness* terbesar terjadi pada pembebanan 100%. Hal ini terjadi karena adanya peningkatan nilai NTU. Nilai NTU dipengaruhi oleh perbandingan antara nilai overall heat transfer ( $U$ ) dan  $C_{\min}$ . Perbandingan nilai  $U$  dan  $C_{\min}$  semakin besar seiring dengan bertambahnya pembebanan. Selain itu penurunan *effectiveness* juga dipengaruhi oleh penurunan nilai rasio kapasitas panas ( $Cr$ ). Penurunan  $Cr$  disebabkan oleh penurunan perbandingan antara  $C_{\min}$  dan  $C_{\max}$ . Penurunan perbandingan nilai  $C_{\min}$  ( $C_{hot}$ ) dan  $C_{\max}$  ( $C_{cold}$ ) disebabkan oleh penurunan perbandingan perkalian antara *massflow rate* sisi *hot* dan kalor spesifik sisi *hot* dan perkalian antara *massflow rate* sisi *cold* dan kalor spesifik sisi *cold* seiring dengan bertambahnya beban.

Pada gambar 4.9, 4.10, dan 4.11 juga dapat dilihat bahwa nilai *effectiveness* HPH 6, 7, dan 8 nilai *effectiveness* pada kondisi operasi lebih rendah dari pada kondisi design. Hal ini mengartikan bahwa terjadi penurunan nilai *effectiveness*.

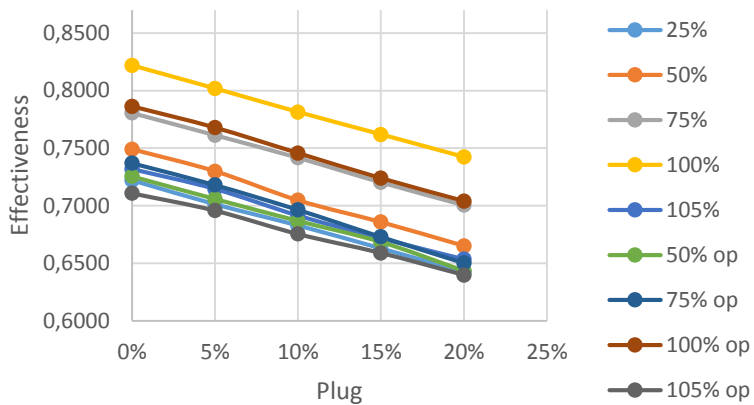
HPH 6									
Plug	Load								
	25%	50%	75%	100%	105%	50% op	75% op	100% op	105% op
0%	0,7573	0,7728	0,8085	0,8277	0,7472	0,7519	0,775	0,8025	0,7341
5%	0,7355	0,7528	0,7885	0,8077	0,7272	0,7319	0,7550	0,7825	0,7141
10%	0,7136	0,7368	0,7697	0,7866	0,7044	0,7157	0,7368	0,7669	0,6970
15%	0,6919	0,7196	0,7474	0,7637	0,6855	0,6945	0,7146	0,7485	0,6759
20%	0,6758	0,6980	0,7255	0,7437	0,6669	0,6754	0,6968	0,7257	0,6549
HPH 7									
Plug	Load								
	25%	50%	75%	100%	105%	50% op	75% op	100% op	105% op
0%	0,722	0,7491	0,7806	0,8219	0,7319	0,7255	0,737	0,7864	0,7109
5%	0,7012	0,7299	0,7614	0,8018	0,7146	0,7059	0,718	0,7679	0,6958
10%	0,6828	0,7047	0,7418	0,7814	0,6915	0,6868	0,6965	0,7457	0,6755
15%	0,6629	0,6858	0,7204	0,7619	0,6718	0,6685	0,6729	0,7239	0,659
20%	0,6426	0,6651	0,7006	0,7424	0,6536	0,6435	0,6502	0,704	0,6398
HPH 8									

Plug	Load								
	25%	50%	75%	100%	105%	50% op	75% op	100% op	105% op
0%	0,8182	0,8263	0,8324	0,8491	0,8133	0,8091	0,8177	0,8228	0,8045
5%	0,7964	0,8063	0,8124	0,8291	0,7933	0,7891	0,7977	0,8028	0,7845
10%	0,7738	0,7838	0,7949	0,8075	0,7758	0,7675	0,7777	0,7835	0,7685
15%	0,7547	0,7673	0,7775	0,7879	0,7585	0,7473	0,7566	0,7685	0,7478
20%	0,7373	0,7438	0,7574	0,7699	0,7329	0,7274	0,7384	0,7485	0,7295



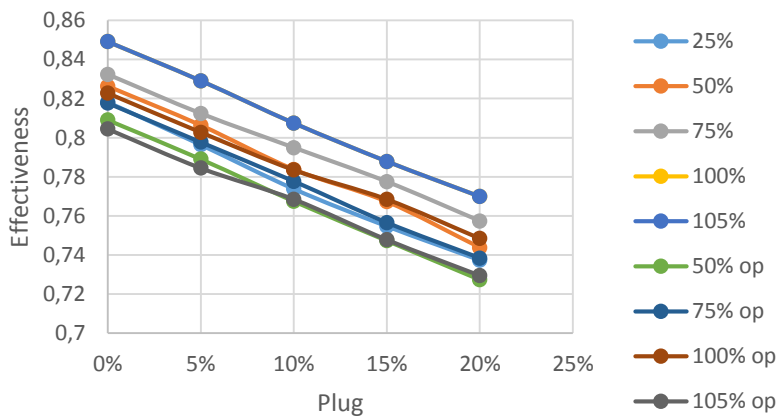
**Gambar 4. 12** *Effectiveness Vs plug HPH 6*

### Effectiveness Vs plug HPH 7



**Gambar 4. 13** *Effectiveness Vs plug HPH 7*

### Effectiveness Vs plug HPH 8



**Gambar 4. 14** *Effectiveness Vs plug HPH 8*

Pada gambar 4.12, 4.13, dan 4.14 dapat dilihat bahwa semakin besar persentase plug maka nilai *effectiveness* semakin menurun. Hal ini dikarenakan bertambah besarnya nilai koefisien konveksi. Bertambahnya nilai ini dikarenakan meningkatnya kecepatan aliran fluida yang disebabkan berkurangnya luasan permukaan yang dilalui oleh aliran fluida. Jumlah *tube* berpengaruh dengan nilai laju perpindahan panas karena kecepatan yang melintas di sisi *tube* akan semakin kecil seiring dengan penambahan jumlah *tube*. Sebaliknya, apabila jumlah *tube* yang dibutuhkan untuk HPH semakin sedikit, kecepatan aliran yang melintas di sisi *tube* akan semakin besar sehingga mengakibatkan nilai laju perpindahan panas secara konveksi didalamnya semakin besar pula. Dengan bertambahnya nilai laju perpindahan panas secara konveksi maka akan meningkatkan nilai overall heat transfer. Namun peningkatan nilai overall heat transfer diiringi dengan berkurangnya luasan perpindahan panas, sehingga menyebabkan nilai NTU akan menjadi kecil. Karena Nilai NTU yang kecil inilah yang menyebabkan menurunnya nilai *effectiveness* seiring dengan bertambahnya *plugging*.

Selain itu dilakukan pula analisis perhitungan *pressure drop tube side* dengan pengaruh plug sebagai berikut berdasarkan data HPH 6 pembebanan 25% yang dapat dilihat pada tabel 4.3 dan tabel 4.19

**Tabel 4. 19** Propertis *Tube* HPH 6

Propertis	
$T_{c1}$ (K)	403.3125336
$T_{c2}$ (K)	410.7738012
$\dot{m}_{Tube}$ (kg/s)	161,358
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	937,12
$c_p$ (J/kg.K)	4225,8
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0,00020236

k (w/m K)	0,69638
Pr	1,2279

- Luasan *tube* passes ( $A_{tp}$ )

$$A_{tp} = \frac{N_t \pi d_i^2}{4 \text{ Number of passes}} = \frac{2396 \pi (0.013767 \text{ m})^2}{4 \cdot 2} = 0,178 \text{ m}^2$$

- Kecepatan fluida dalam *tube* ( $u_t$ )

$$u_t = \frac{\dot{m}_t}{A_{tp} \rho} = \frac{161,358 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,178 \text{ m}^2 \cdot 937,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,965 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Reynolds number *tube* ( $Re_t$ )

$$Re_t = \frac{u_t \rho d_i}{\mu} = \frac{0,965 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 937,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.013767 \text{ m}}{0,00020236 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 61532,485$$

- Friction Factor *Tube* ( $f$ )

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \ln 61532,485 - 3,28)^{-2} = 0,004999271$$

- Pressure drop *Tube Side* ( $\Delta P_t$ )

$$\Delta P_t = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho u_t^2}{2}$$

$$\Delta P_t = \left( 4 \cdot 0,004999271 \frac{11,0456 \text{ m} \cdot 2}{0.013767 \text{ m}} + 4 \cdot 2 \right) \frac{937,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left( 0,965 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 17497,379 \text{ Pa}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan nilai *pressure drop tube side* dengan variasi *plugging* dari data *heat balance* dan operasi ditampilkan dalam tabel 4.20. Hasil tersebut diplotkan sehingga

mendapatkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.15, 4.16, dan 4.17.

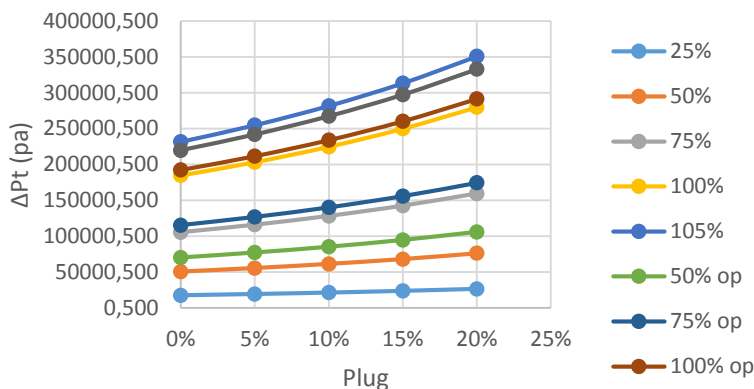
**Tabel 4. 20** *Pressure drop tube side* (Pa) HPH 6, 7, dan 8 dengan pengaruh plug

Plug	HPH 6								
	Load								
	25%	50%	75%	100%	105%	50% op	75% op	100% op	105% op
0%	17497.38	50407.63	105454.11	184705.34	231445.40	70082.63	115307.70	192270.41	219693.09
5%	19211.34	55398.79	115962.99	203193.39	254647.50	77041.26	126804.09	211516.61	241704.86
10%	21201.74	61199.96	128183.74	224700.98	281642.51	85131.02	140173.77	233906.27	267313.77
15%	23532.65	67999.73	142516.01	249934.30	313318.06	94615.59	155854.12	260174.58	297361.45
20%	26288.08	76045.57	159484.46	279820.84	350840.07	105841.01	174419.44	291287.09	332953.34
Plug	HPH 7								
	Load								
	25%	50%	75%	100%	105%	50% op	75% op	100% op	105% op
0%	13672.47	39780.01	83871.99	147996.29	185488.81	55497.37	91772.24	154011.32	176198.28
5%	15013.47	43723.11	92238.01	162823.12	204098.28	61014.31	100931.88	169443.00	193869.23
10%	16570.91	48306.56	101967.65	180072.86	225751.36	67428.70	111585.02	187396.65	214429.67

15%	18395.00	53679.51	113379.37	200312.41	251160.61	74949.82	124080.56	208462.38	238555.98
20%	20551.56	60037.72	126891.31	224286.34	281262.03	83852.41	138876.60	233415.27	267136.60
Plug	HPH 8								
	Load								
	25%	50%	75%	100%	105%	50% op	75% op	100% op	105% op
0%	13021.50	38343.91	81668.73	145749.56	183683.76	53778.32	89539.63	151692.91	173933.48
5%	14301.03	42150.82	89827.10	160372.55	202140.78	59133.14	98490.35	166915.11	191403.37
10%	15787.31	46576.55	99316.42	177387.23	223619.29	65359.86	108901.86	184627.28	211732.45
15%	17528.33	51765.33	110447.70	197353.52	248827.14	72661.97	121115.63	205412.42	235590.40
20%	19587.02	57906.50	123629.40	221006.96	278694.25	81306.61	135580.10	230036.35	263857.00

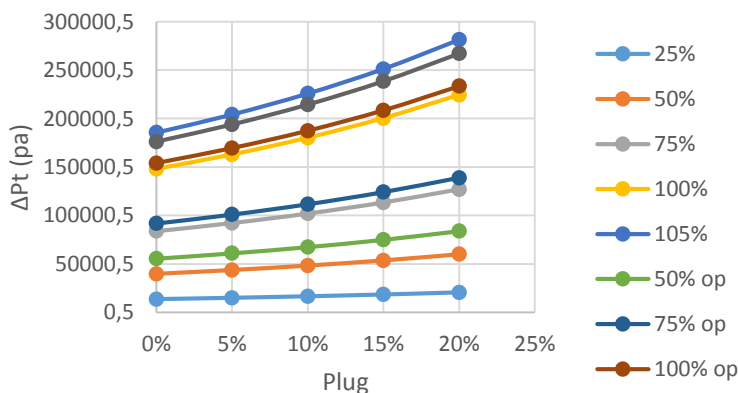


$\Delta P$  Tube Side Vs plug HPH 6

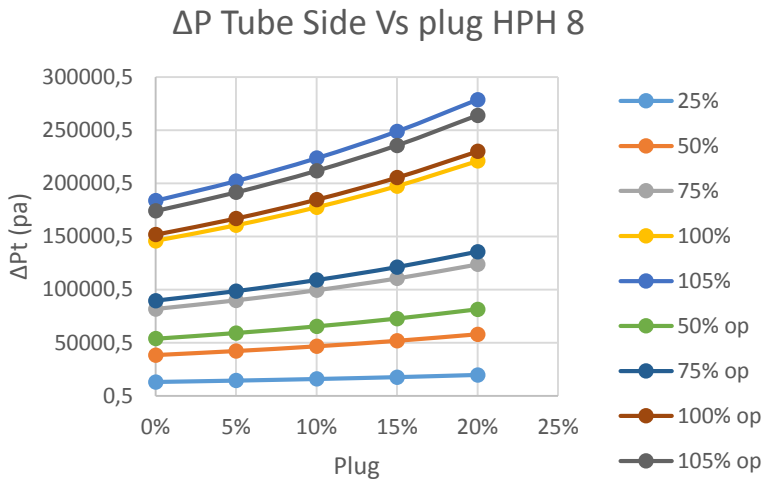


**Gambar 4. 15**  $\Delta P$  Tube Side Vs plug HPH 6

$\Delta P$  Tube Side Vs plug HPH 7



**Gambar 4. 16**  $\Delta P$  Tube Side Vs plug HPH 7



**Gambar 4. 17  $\Delta P$  Tube Side Vs plug HPH 8**

Pada gambar 4.15, 4.16, dan 4.17 dapat dilihat bahwa semakin besar nilai *plugging* maka nilai *pressure drop* semakin besar. Apabila jumlah *tube* yang disumbat semakin banyak, dengan mass flowrate yang tetap, maka kecepatan aliran di dalam *tube* akan semakin besar sehingga nilai Reynolds *number* juga akan meningkat. Peningkatan nilai Reynolds *number* sebanding dengan peningkatan nilai *pressure drop*. Semakin besar nilai Reynolds *number*, maka nilai *pressure drop* yang terjadi akan semakin tinggi.

Selain itu dapat dilihat pula bahwa seiring meningkatnya beban, nilai *pressure drop* pada *tube* akan juga meningkat. Peningkatan ini disebabkan oleh peningkatan *massflow rate* pada *tube*. Dengan meningkatnya *massflow rate*, maka kecepatan aliran di dalam *tube* akan semakin meningkat. Peningkatan nilai Reynolds *number* sebanding dengan peningkatan nilai *pressure drop*. Semakin besar nilai Reynolds *number*, maka nilai *pressure drop* yang terjadi akan semakin tinggi.

### 4.3 Analisis Pressure drop Shell Side

Pada subbab ini membahas proses perhitungan *pressure drop* setiap zona di HPH 6 pada pembebanan 25%. Dimensi HPH 6 telah ditunjukkan pada tabel 4.3.

#### 4.3.1 Zona Desuperheating (Section 1-2)

- *Friction Factor Shell* (f)

$$\begin{aligned} f &= \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s) \\ &= \exp(0,576 - 0,19 \ln 22125,0156) \\ &= 0,266 \end{aligned}$$

- Faktor Koreksi Viscosity *Shell Side* ( $\phi_s$ )

$$\phi_s = \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14} = \left( \frac{0,000020692 \frac{Ns}{m^2}}{0,000017288 \frac{Ns}{m^2}} \right)^{0,14} = 1,0255$$

- *Number of Baffle* ( $N_B$ )

$$N_B = \frac{L}{B} - 1 = \frac{1,075 \text{ m}}{0,418 \text{ m}} - 1 = 1,574 \approx 2$$

- *Pressure drop Shell Side* ( $\Delta P_s$ )

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{f (G_s)^2 (N_B + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \\ \Delta P_s &= \frac{0,266 \left( 28,587 \frac{kg}{s \cdot m^2} \right)^2 (2 + 1) 1,55 \text{ m}}{2 \cdot 1,602 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 1,0255} \\ &= 16468,87 \text{ Pa} \end{aligned}$$

#### 4.3.2 Zona Condensing 1 (Section 2-3)

- *T rata-rata Shell*

Sesuai dengan data pada tabel 4.7, maka didapatkan T rata-rata *shell* sebagai berikut.

$$\bar{T}_{Shell} = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} = \frac{(421,3 + 421,3) K}{2} = 421,3 K$$

Dengan T rata-rata *shell* sebesar 421,3 K didapat propertis zona *Condensing* 1 sebagai berikut.

**Tabel 4. 21** Propertis *Shell* di Zona *Condensing* 1

Item	Value
$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	918.73
$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	2.4313
$\mu_l$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0.00018506
$\mu_g$ (Ns/m <sup>2</sup> )	0.000013898

- The Wetted Perimeter ( $P_w$ )

$$P_w = \pi(D_i + d_o) = \pi(1,5494 m + 0.0159 m) = 4,919 m$$

- The Net Free-Flow Area ( $A_c$ )

$$A_c = \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2)}{4} = \frac{\pi((1,5494 m)^2 - (0.0159 m)^2)}{4} = 1,886 m^2$$

- Diameter Hidraulik ( $D_h$ )

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} = \frac{4 \cdot 1,886 m^2}{4,919 m} = 1.533 m$$

- Clearance antara tube ( $C$ )

$$C = S_T - d_o$$

$$C = 0,0214 m - 0,0159 m$$

$$C = 0,00556 m$$

- Area for flow melewati Baffle Window ( $A_s$ )

$$A_s = \frac{D_s CB}{S_T} = \frac{1,549 \text{ m} \cdot 0,00556 \text{ m} \cdot 1,019 \text{ m}}{0,0214 \text{ m}} = 0,409 \text{ m}^2$$

- Kecepatan massa sisi *shell* ( $G_s$ )

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} = \frac{4,794 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,409 \text{ m}^2} = 11,711 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

- Bilangan Reynold sisi *shell* fasa *liquid* ( $Re_{s,l}$ )

$$Re_{s,l} = \frac{G_s D_e}{\mu_{s,l}} = \frac{11,711 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} \cdot 0,016 \text{ m}}{0,00018506 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 1013,42$$

- *Friction Factor Shell* fasa *liquid* ( $f_l$ )

$$\begin{aligned} f_l &= \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_{s,l}) \\ &= \exp(0,576 - 0,19 \ln 1013,42) = 0,478 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynold sisi *shell* fasa *liquid* ( $Re_{s,g}$ )

$$Re_{s,g} = \frac{G_s D_e}{\mu_{s,g}} = \frac{11,711 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} \cdot 0,016 \text{ m}}{0,000013898 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 13494,281$$

- *Friction Factor Shell* fasa *gas* ( $f_g$ )

$$\begin{aligned} f_g &= \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_{s,g}) \\ &= \exp(0,576 - 0,19 \ln 13494,281) = 0,292 \end{aligned}$$

- *Friction Pressure drop* fasa *liquid* ( $((dp/dz)_{fr,l})$ )

$$\begin{aligned} \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr,l} &= \frac{4 f_l G_s^2}{2 g_c \rho_l D_h} = \frac{4 \cdot 0,478 \cdot \left(11,711 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}\right)^2}{2 \cdot 1 \cdot 918,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,533 \text{ m}} \\ &= 0,093 \text{ Pa} \end{aligned}$$

- Martinelli parameter (X)

$$X^2 = \frac{f_l \rho_g}{f_g \rho_l} = \frac{0,478 \cdot 2,431 \frac{kg}{m^3}}{0,292 \cdot 918,73 \frac{kg}{m^3}} = 0,00433$$

- Konstanta Chisholm (c)

Karena  $Re_{s,l}$  bersifat laminar dan  $Re_{s,g}$  bersifat turbulen maka nilai c yang dipilih adalah 12

- Pengali two-phase friction fasa liquid ( $\phi_l^2$ )

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{c}{X} + \frac{1}{X^2} = 1 + \frac{12}{\sqrt{0,00433}} + \frac{1}{0,00433} = 414,465$$

- Friction *Pressure drop* ( $(dp/dz)_{fr}$ )

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr,l} \phi_l^2 = 0.093 \text{ Pa} \cdot 414,465 = 38,536 \text{ Pa}$$

- Nilai  $\alpha$

Nilai A, p, q, dan r adalah 1 karena diasumsikan menggunakan homogeneous model

$$\alpha = \left[ 1 + A \left( \frac{1-x}{x} \right)^p \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^q \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^r \right]^{-1}$$

$$\alpha = \left[ 1 + 1 \left( \frac{1-0.501}{0.501} \right)^1 \left( \frac{2,431 \frac{kg}{m^3}}{918,73 \frac{kg}{m^3}} \right)^1 \left( \frac{0,00018506 \frac{Ns}{m^2}}{0,000013898 \frac{Ns}{m^2}} \right)^1 \right]^{-1}$$

$$\alpha = 0,966$$

- Momentum *Pressure drop* ( $(dp/dz)_{mo}$ )

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} = \frac{d}{dz} \left[ \frac{G_s^2}{g_c} \left( \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right) \right]$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} = \frac{d}{dz} \left[ \frac{\left(11,711 \frac{kg}{s m^2}\right)^2}{1} \left( \frac{0.501^2}{0,966 \cdot 2,431 \frac{kg}{m^3}} + \frac{(1-0.501)^2}{(1-0,966) 918,73 \frac{kg}{m^3}} \right) \right]$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} = 15,74 Pa$$

- *Hydrostatic Pressure drop ((dp/dz)<sub>gr</sub>)*

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} = \frac{g}{g_c} \sin \theta [\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l]$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} = \frac{9,8 \frac{m}{s^2}}{1} \sin 90 \left[ 0,966 \cdot 2,431 \frac{kg}{m^3} + (1-0,966) 918,73 \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} = 328,542 Pa$$

- *Total Pressure drop*

$$\Delta P = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr}$$

$$\Delta P = 38,536 Pa + 15,74 Pa + 328,542 Pa$$

$$\Delta P = 382,818 Pa$$

#### 4.3.3 Zona Condensing 2 (Section 3-4)

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai *pressure drop* sisi *shell* Zona Condensing 2 dapat dilihat pada tabel 4.3. Proses

perhitungan dan propertis sama seperti yang tertulis pada subbab 4.3.2. Dari proses perhitungan didapat nilai *pressure drop* Zona *Condensing* 2 sebesar 6964,148 Pa.

#### 4.3.4 Zona *Subcooling* (Section 4-5)

Data yang diperlukan untuk menghitung nilai *pressure drop* sisi *shell* Zona *Subcooling* dapat dilihat pada tabel 4.3. Proses perhitungan sama seperti yang tertulis pada subbab 4.3.1. Dari proses perhitungan didapat nilai *pressure drop* Zona *Subcooling* sebesar 1605,798 Pa.

#### 4.3.5 Nilai *Pressure drop* HPH 6, 7, dan 8 pada Zona *Desuperheating*, *Condensing*, dan *Subcooling*

Dari hasil perhitungan didapatkan nilai *pressure drop* dari data *heat balance* dan operasi. Analisis yang dilakukan dalam perhitungan yaitu mengetahui nilai *pressure drop* pada zona *Desuperheating*, *Condensing*, dan *Subcooling* pada pembebanan yaitu antara 25% sampai 105%. *Pressure drop* merupakan istilah yang digunakan untuk menggambarkan penurunan tekanan dari satu titik dalam pipa atau tabung ke hilir titik. Hasil perhitungan *pressure drop* untuk masing – masing HPH akan ditampilkan dalam Tabel 4.20. Hasil tersebut diplotkan sehingga mendapatkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.18, 4.19, dan 4.20.

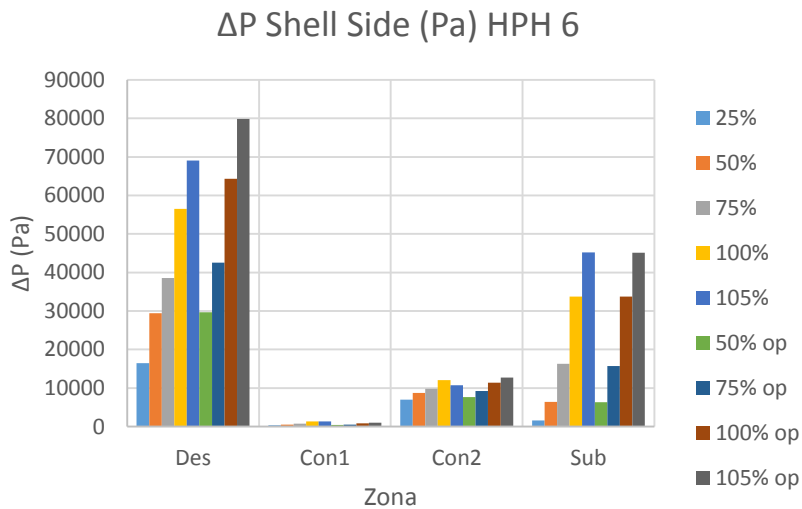
**Tabel 4. 22** *Pressure drop* HPH 6, 7, dan 8 dengan pembebanan 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105%

HPH 6				
LOAD	$\Delta P$ Shell Side (Pa)			
	Des	Con1	Con2	Sub
25%	16468.86808	382.8184302	6964.148368	1605.798407
50%	29427.21207	527.3054831	8843.019133	6388.641691

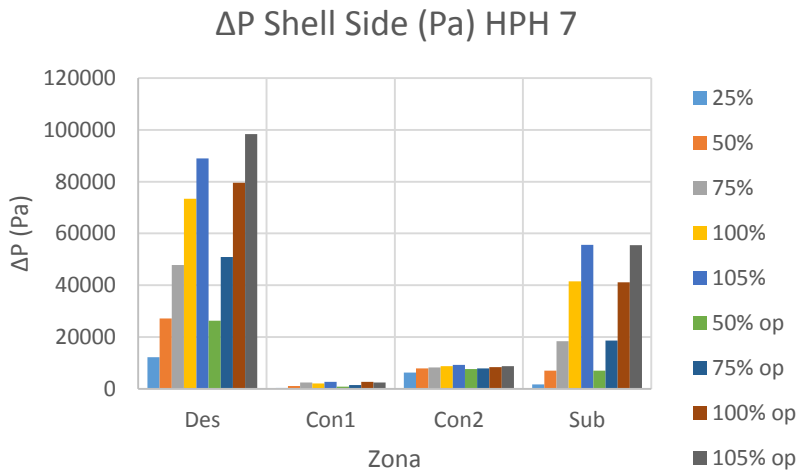


75%	38544.64321	785.5475149	9819.163235	16264.996
100%	56473.88867	1357.035881	12083.01967	33769.37316
105%	69026.23463	1349.961975	10735.60662	45198.95773
50% op	29685.43049	401.4291375	7657.342581	6358.111706
75% op	42560.0186	534.5470469	9247.362012	15716.41571
100% op	64350.37563	819.8058964	11358.30466	33716.41937
105% op	79849.51516	1024.023072	12720.91156	45114.97998
HPH 7				
LOAD	$\Delta P$ Shell Side (Pa)			
	Des	Con1	Con2	Sub
25%	12215.1942	392.5005362	6329.271164	1748.12696
50%	27135.04754	1073.37486	7870.428104	6982.531005
75%	47752.30575	2426.227671	8241.181957	18450.50473
100%	73387.06013	2054.584578	8802.985313	41502.36272
105%	88920.89299	2688.276858	9196.100961	55653.28166
50% op	26287.45905	858.1528428	7645.427124	6978.918962
75% op	50859.98355	1494.150161	7871.870851	18688.45253
100% op	79549.11402	2663.131876	8350.725293	41176.99941
105% op	98353.8162	2488.681904	8795.896293	55423.1526
HPH 8				
LOAD	$\Delta P$ Shell Side (Pa)			
	Des	Con	Sub	
25%	4170.624542	11400.53337	3259.768145	
50%	13210.99238	34126.28794	10516.7355	
75%	29522.72774	72006.61669	23703.56095	
100%	54703.37295	128709.154	43987.0144	
105%	69870.8503	162320.1442	56236.10029	
50% op	19011.13275	47347.59796	15096.81186	
75% op	32695.16641	79014.17556	26064.38676	

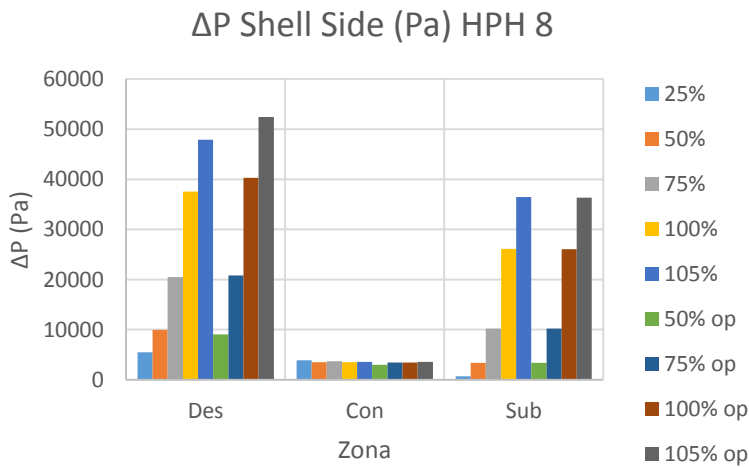
100% op	57177.99756	133969.3161	45756.32935
105% op	248649.3278	3593.478151	1348.918751



**Gambar 4. 18  $\Delta P$  Shell Side (Pa) HPH 6**



**Gambar 4. 19**  $\Delta P$  Shell Side (Pa) HPH 7



**Gambar 4. 20**  $\Delta P$  Shell Side (Pa) HPH 8

Dari grafik dapat dilihat bahwa nilai *pressure drop* terkecil terjadi pada zona *Condensing*. Selain itu di zona *Desuperheating* memiliki nilai *pressure drop* paling besar diantara zona *Condensing* dan *Subcooling*. Hal ini dikarenakan zona *Desuperheating* memiliki nilai baffle spacing yang kecil. Nilai baffle spacing berbanding terbalik dengan nilai *pressure drop*. Semakin besar nilai baffle spacing, maka luasan area yang dilalui aliran semakin besar, mengakibatkan kecepatan aliran massa akan semakin kecil sehingga nilai *pressure drop* yang terjadi pada aliran juga semakin turun. Selain itu aliran fluida pada zona *Desuperheating* memiliki massa jenis yang paling kecil dibanding zona *Condensing* dan *Desuperheating*. Nilai massa jenis inilah yang menyebabkan tingginya *pressure drop*. Hal ini menandakan bahwa semakin kecil nilai massa jenis suatu aliran fluida, maka akan menyebabkan peningkatan nilai *pressure drop*.

Nilai *pressure drop* pada zona *Condensing* dipengaruhi oleh besarnya *pressure drop* akibat momentum, friction, dan gravity. Nilai friction *pressure drop* pada zona *Condensing* 1 lebih kecil dibanding zona *Condensing* 2. Hal ini dikarenakan laju alir massa yang melewati zona *Condensing* 1 lebih kecil dibanding laju alir massa yang melewati zona *Condensing* 2. Laju alir massa akan memengaruhi nilai *pressure drop*. Semakin besar nilai laju alir massa, maka nilai *pressure drop* akan semakin meningkat. Pertambahan nilai laju alir massa di zona *Condensing* 2 disebabkan oleh adanya aliran fluida tambahan yang masuk ke *drain inlet*. Selain itu hal yang memberikan kontribusi besar terhadap peningkatan nilai *pressure drop* pada zona *Condensing* ialah *gravity pressure drop*. Nilai *gravity pressure drop* pada zona *Condensing* 1 lebih kecil dibanding zona *Condensing* 2. Hal ini dikarenakan kualitas fluida pada zona *Condensing* 1 lebih besar dibanding kualitas fluida pada zona 2. Semakin kualitas fluida mendekati angka 1 maka nilai *gravity pressure drop* semakin kecil. Nilai kualitas fluida yang mendekati angka 1 menandakan bahwa kandungan uap yang terdapat pada fluida tersebut besar. Nilai *pressure drop* pada zona *Condensing* merupakan nilai *pressure*

*drop* terkecil dibanding nilai *pressure drop* pada zona-zona yang lain. hal ini juga dipengaruhi oleh nilai baffle spacing di zona *Condensing*. Zona *Condensing* memiliki nilai baffle spacing paling besar diantara zona-zona yang lain.

Dari grafik juga dapat dilihat bahwa semakin besar nilai pembebanan, maka nilai *pressure drop* pada *shell* akan semakin meningkat, hal ini dipengaruhi oleh peningkatan laju alir massa fluida yang melewati sisi *shell*. Peningkatan pembebanan pada HPH diiringi oleh peningkatan laju alir massa fluida.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## Lampiran 1

### Perhitungan *Effectiveness* Setiap Zona

Effectiveness H												
LOAD	Desuperheating						Condensing 1					
	ho	hi	U	NTU	Cr	Eff	ho	hi	U	NTU	Cr	Eff
25%	249,892	8323	237,5	1,444	0,018	0,747	1302	8633	1028	7,434	0,033	0,879
50%	370,969	14478	351,2	1,553	0,018	0,757	1199	14340	1014	8,499	0,026	0,882
75%	464,002	20326	438,1	1,858	0,017	0,765	1212	20172	1049	8,997	0,024	0,883
100%	585,442	26338	548,7	2,166	0,016	0,783	1118	26149	990,5	20,91	0,021	0,891
105%	640,345	29160	598,1	1,092	0,018	0,748	1159	28927	1027	7,913	0,033	0,863
50% op	370,548	16908	352,3	1,436	0,019	0,747	1735	16738	1394	5,81	0,038	0,876
75% op	455,332	21173	430,8	1,55	0,017	0,752	1486	20978	1252	10,41	0,032	0,88
100% op	576,749	26785	541,2	1,836	0,015	0,772	1356	26552	1174	10,8	0,029	0,887
105% op	628,112	28442	587,1	1,173	0,019	0,74	1334	28200	1161	5,248	0,038	0,857

IPH 6											
Condensing 2						Subcooling					
ho	hi	U	NTU	Cr	Eff	ho	hi	U	NTU	Cr	Eff
1493	8491	1141	2,47	0,198	0,792	2678,83	8419	1721	1,6	0,197	0,751
2469	14150	1791	2,705	0,19	0,797	4482,41	14051	2652	1,765	0,189	0,768
3319	19969	2327	3,421	0,167	0,802	5791,92	19827	3317	2,223	0,166	0,772
4242	25899	2850	4,407	0,151	0,811	7661,3	25720	4064	2,952	0,151	0,783
4647	28647	3066	2,063	0,196	0,794	8394,7	28468	4342	1,136	0,196	0,752
2474	16473	1831	4,505	0,159	0,785	4441,55	16299	2719	1,598	0,201	0,759
3302	20686	2329	3,444	0,185	0,792	5947,35	20495	3389	1,774	0,184	0,765
4219	26224	2843	2,722	0,202	0,806	7611,34	26007	4058	2,284	0,158	0,778
4619	27860	3043	2,474	0,125	0,795	8336,72	27635	4304	1,053	0,225	0,749

Effectiveness H												
LOAD	Desuperheating						Condensing 1					
	ho	hi	U	Cr	NTU	Eff	ho	hi	U	Cr	NTU	Eff
25%	320,403	8400	299,9	0,077	1,041	0,672	1171	8299	935,1	0,132	1,837	0,849
50%	520,039	13771	480,1	0,061	1,125	0,684	1101	13616	935,1	0,103	2,786	0,854
75%	737,383	14058	660,4	0,055	1,338	0,699	1035	13897	888,5	0,081	3,547	0,859
100%	964,718	25880	864,4	0,044	1,732	0,702	990,3	24976	883,6	0,079	6,418	0,868
105%	1074,34	27694	954,1	0,077	1,352	0,679	915,2	27315	826,1	0,167	1,672	0,847
50% op	522,234	16023	484,8	0,075	1,017	0,679	1197	15846	1016	0,125	2,122	0,844
75% op	730,229	20150	665,6	0,063	1,096	0,683	1151	19921	997,6	0,104	2,471	0,851
100% op	955,327	20460	848,2	0,049	1,336	0,698	1062	20207	931	0,084	4,024	0,867
105% op	1055,74	27134	938,6	0,076	1,013	0,671	1055	26791	937,7	0,165	2,953	0,85

IPH 7											
Condensing 2						Subcooling					
ho	hi	U	Cr	NTU	Eff	ho	hi	U	Cr	NTU	Eff
1387	8101,95	1064	0,206	3,313	0,828	2689	7972	1686	0,193	2,556	0,802
2167	13344,3	1603	0,17	3,663	0,835	4213	13261	2497	0,164	2,829	0,818
2961	13666,3	2007	0,164	4,553	0,841	5804	12999	2966	0,156	3,517	0,825
3794	23953,6	2581	0,118	6,432	0,853	7363	24016	3853	0,115	5,074	0,833
4143	26825,6	2778	0,297	3,45	0,83	8107	26550	4124	0,196	2,524	0,811
2166	15539,5	1634	0,204	3,362	0,827	4234	15347	2582	0,199	2,563	0,814
2954	19539,8	2112	0,171	3,609	0,834	5758	19293	3233	0,167	2,735	0,822
3777	19849,6	2508	0,131	4,819	0,847	7377	19592	3700	0,128	3,756	0,828
4136	26271,2	2767	0,296	3,74	0,82	8082	25930	4100	0,197	2,226	0,809



Effectiveness HPH 8												
LOAD	Desuperheating						Condensing					
	ho	hi	U	Cr	NTU	Eff	ho	hi	U	Cr	NTU	Eff
25%	237,7	19124,1	230,2	0,037	1,627	0,809	1255	18199,8	1066	0,065	5,39	0,875
50%	425,6	189153	411	0,033	1,8	0,812	1145	173520	1044	0,056	7,249	0,88
75%	630,3	357515	599,9	0,027	2,265	0,828	1028	332018	948,9	0,048	12,74	0,886
100%	875,8	990648	819,6	0,017	3,124	0,834	996,9	887749	924,6	0,037	26,55	0,893
105%	1008	1336131	934,6	0,036	1,291	0,81	921,4	1207161	859,5	0,069	5,687	0,877
50% op	425,6	189153	411	0,037	1,637	0,808	1145	173520	1044	0,065	5,776	0,878
75% op	627	424704	597,1	0,033	1,8	0,818	1076	385899	990,6	0,058	7,168	0,881
100% op	875,8	990648	819,6	0,026	2,281	0,82	996,9	887749	924,6	0,045	13,31	0,889
105% op	983,6	1228158	913,5	0,317	1,124	0,807	972,1	1096346	903,4	0,062	5,465	0,868

Subcooling						
	ho	hi	U	Cr	NTU	Eff
5	2415	17363,3	1791	0,064	2,068	0,846
3	3980	160556	2989	0,058	2,369	0,853
5	5621	311484	3864	0,048	3,346	0,863
3	7476	811065	4706	0,032	4,873	0,872
7	8271	1111779	5023	0,069	2,186	0,848
3	3997	160556	2989	0,065	2,087	0,843
1	5617	353521	3869	0,058	2,369	0,859
9	7467	811065	4706	0,045	3,357	0,863
3	8258	999774	5015	0,062	2,873	0,845

**Lampiran 2****Perhitungan *Pressure Drop* Setiap Zona**

Pressure drop shell s									
LOAD	Desuperheating					Condensing 1			
	Re	f	Nb	De	$\Delta P_s$	$\Delta P_f$	$\Delta P_m$	$\Delta P_g$	$\Delta P_s$
25%	22125	0.266	1.574	0.016	16469	38.54	15.74	328.5	382.8
50%	46840.7	0.231	1.574	0.016	29427	142.5	64.52	320.3	527.3
75%	64746.3	0.217	1.574	0.016	38545	132	54.17	599.3	785.5
100%	93201.4	0.202	1.574	0.016	56474	213.5	88.14	1055	1357
105%	108128	0.197	1.574	0.016	69026	266.8	82.22	1001	1350
50% op	46791.6	0.231	1.574	0.016	29685	142.5	141.9	117.1	401.4
75% op	66395.6	0.216	1.574	0.016	42560	132	54.17	599.3	785.5
100% op	94264.7	0.202	1.574	0.016	64350	233.4	142.9	443.5	819.8
105% op	110062	0.196	1.574	0.016	79850	296.4	151.1	576.6	1024

side HPH 6								
Condensing 2				Subcooling				
$\Delta P_f$	$\Delta P_m$	$\Delta P_g$	$\Delta P_s$	Re	f	Nb	De	$\Delta P_s$
505.7	4.134	6454	6964	12480.1	0.296	4.011	0.016	1606
1992	17.2	6754	8763	31018.2	0.249	4.011	0.016	6389
2421	41.65	7356	9819	53905.9	0.224	4.011	0.016	16265
4239	95.78	7748	12083	88657	0.204	4.011	0.016	33769
5388	233.1	5114	10736	105896	0.197	4.011	0.016	45199
1975	22.61	5659	7657	28867.5	0.253	4.011	0.016	6358
2421	41.65	7356	9819	51922.4	0.226	4.011	0.016	15716
4633	113.6	6612	11358	85576.9	0.206	4.011	0.016	33716
5985	157.8	6578	12721	101983	0.199	4.011	0.016	45115

Pressure drop shell s									
LOAD	Desuperheating					Condensing 1			
	Re	f	Nb	De	$\Delta P_s$	$\Delta P_f$	$\Delta P_m$	$\Delta P_g$	$\Delta P_s$
25%	45862	0.231	1.684	0.016	12215	86.22	33.91	272.4	392.5
50%	86097.6	0.205	1.684	0.016	27135	190.9	78.76	803.7	1073
75%	136594	0.188	1.684	0.016	47752	375	71.94	1979	2426
100%	192221	0.176	1.684	0.016	73387	624.8	272.8	1157	2055
105%	222131	0.172	1.684	0.016	88921	783.6	249	1656	2688
50% op	84407.2	0.206	1.684	0.016	26287	207.1	120	531	858.2
75% op	140476	0.187	1.684	0.016	50860	396.8	175.1	922.3	1494
100% op	198859	0.175	1.684	0.016	79549	671.6	169.9	1822	2663
105% op	230934	0.17	1.684	0.016	98354	852.1	332.5	1304	2489

side HPH 7								
Condensing 2				Subcooling				
$\Delta P_f$	$\Delta P_m$	$\Delta P_g$	$\Delta P_s$	Re	f	Nb	De	$\Delta P_s$
163.8	2.024	6163	6329	12147.9	0.298	6.112	0.016	1748
390.4	7.997	7472	7870	30177.4	0.251	6.112	0.016	6983
813.1	23.63	7404	8241	55020.6	0.224	6.112	0.016	18451
1461	56.56	7286	8803	94555.7	0.202	6.112	0.016	41502
1869	78.59	7249	9196	113314	0.195	6.112	0.016	55653
423.5	8.475	7213	7645	30738.5	0.25	6.112	0.016	6979
860.4	26.03	6985	7872	56085.4	0.223	6.112	0.016	18688
1570	65.05	6716	8351	92671.3	0.203	6.112	0.016	41177
2032	90.79	6673	8796	110617	0.196	6.112	0.016	55423

Pressure drop shell side HPH 8									
LOAD	Desuperheating					Condensing			
	Re	f	Nb	De	$\Delta P_s$	$\Delta P_f$	$\Delta P_m$	$\Delta P_g$	$\Delta P_s$
25%	2857	0.39221	2.227	0.016	5465	14.93	0.457	3877.04	3892
50%	49917	0.22776	2.227	0.016	9989	46.72	3.001	3450.46	3500
75%	86575	0.20514	2.227	0.016	20483	108.1	9.931	3597.29	3715
100%	1E+05	0.18843	2.227	0.016	37564	218.2	29.01	3241.68	3489
105%	2E+05	0.18241	2.227	0.016	47881	287.3	41.1	3252.55	3581
50% op	47141	0.23025	2.227	0.016	9084	42.31	3.808	2951.09	2997
75% op	86075	0.20537	2.227	0.016	20805	108.5	10.31	3360.22	3479
100% op	1E+05	0.18828	2.227	0.016	40282	227.3	29.75	3198.16	3455
105% op	2E+05	0.18206	2.227	0.016	52441	303.7	41.57	3248.17	3593

Subcooling					
Re	f	Nb	De	$\Delta P_s$	
10958.4	0.304	3.721	0.016	700.9	
29834.9	0.251	3.721	0.016	3370	
60221.8	0.22	3.721	0.016	10250	
108333	0.197	3.721	0.016	26123	
132581	0.189	3.721	0.016	36488	
30715.3	0.25	3.721	0.016	3384	
59962.2	0.22	3.721	0.016	10242	
107104	0.197	3.721	0.016	26043	
130390	0.19	3.721	0.016	36313	



## Lampiran 3

Temperature, $T$ (K)	Pressure, $p$ (bars) <sup>b</sup>	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vapor- ization, $h_g$ (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma$ · 10 <sup>3</sup> (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta$ · 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )	Temper- ature, $T$ (K)
		$v$ · 10 <sup>3</sup>	$v_g$		$c_p$	$c_{p,g}$	$\mu$ · 10 <sup>6</sup>	$\mu_g$ · 10 <sup>6</sup>	$k$ · 10 <sup>3</sup>	$k_g$ · 10 <sup>3</sup>	$Pr$	$Pr_g$			
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 <sup>c</sup>	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 <sup>c</sup>



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan Analisis termal yang telah dilakukan berdasarkan data *heat balance* dan data operasi *High Pressure Heater* 6, 7, dan 8 unit 7 dan 8 PT. IPMOMI Paiton memberikan kesimpulan sebagai berikut.

1. *Effectiveness* tertinggi tercapai pada pembebanan 100% sebesar 0,8277 untuk HPH 6, 0,8219 untuk HPH 7, dan 0,8491 untuk HPH 8 berdasarkan data design dan 0,8025 untuk HPH 6, 0,7864 untuk HPH 7, dan 0,8228 untuk HPH 8 berdasarkan data operasi.
2. *Pressure drop* tertinggi di sisi *tube* pada pembebanan 105% sebesar 231445,40 Pa untuk HPH 6, 185488,81 Pa untuk HPH 7, dan 0,8228 untuk HPH 8 berdasarkan data design dan 219693,09 Pa untuk HPH 6, 176198,28 Pa untuk HPH 7, untuk 173933,48 Pa HPH 8 berdasarkan data operasi.
3. Nilai *effectiveness* terbesar serta nilai *pressure drop* terkecil sebesar 0,8911 dan 382,82 Pa untuk HPH 6, 0,8679 dan 392,50 Pa untuk HPH 7, serta 0,8932 dan 11400,53 Pa untuk HPH 8 terjadi pada zona *Condensing*.
4. Sumbatan (*plugging*) sebesar 20% pada HPH akan menyebabkan penurunan nilai *effectiveness* dan kenaikan *pressure drop* sebesar sisi *tube* sebesar 10,15% dan 33,99% untuk HPH 6, 9,67% dan 34,01% untuk HPH 7, serta 9,5% dan 34,052% untuk HPH 7

#### **5.2 Saran**

Saran yang diberikan oleh penulis dalam tugas akhir ini yaitu:

1. Perlu adanya penelitian lanjut mengenai fenomena yang ada di *High Pressure Heater*.
2. Perlu adanya data tambahan untuk mempermudah analisis *High Pressure Heater*.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] 2014. *Statistik PLN 2014*. Jakarta: Sekertariat Perusahaan PT PLN (Persero).
- [2] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons (Asia) PteLtd: Hoboken
- [3] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Ltd, the Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ: England
- [4] Kakac, Sadic. Liu, Hongtan. 2002. *Heat Exchanger Selections, Rating, and Thermal Design*. CRC Press LLC, 2000 N. W. Corporate Blvd: Boca Raton, Florida
- [5] Hussaini, Irfan S., Syed M. Zubair, M.A. Antar. 2006. *Area Allocation in multi-zone feedwater heaters*. International Journal of Heat and Mass Transfer 49
- [6] Febriati, Warida. 2015. *Re-Design High Pressure Heater (Hph) 6 Di Pltu Unit 3 Pt. Pembangunan Jawa-Bali Unit Pembangunan Gresik Dengan Analisis Termodinamika Dan Perpindahan Panas*. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [7] Suradika, Dharmaji. 2011. *Re-design dan recalculation High Pressure Heater (HPH) 7 PT. PJB UP Paiton pada Zona Desuperheating Menggunakan Analisis Termodinamika dan Perpindahan Panas*. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [8] W, Findra Satria. 2010. *Analisa Perpindahan Panas Pengaruh Tube Plugging Terhadap Perfomansi Heat Exchanger MCR*

*Compressor Intercooler G4-E-5a/B (Studi Kasus Di Pt Badak Ngl Bontang)*. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember

[9] Shah, Ramesh K. and Dusan P. Sekulic. 1998. *Fundamental of Heat Exchangers Design*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

## RIWAYAT PENULIS



Penulis dilahirkan di Blitar pada tanggal 5 Juli 1994. Penulis bertempat tinggal di Dusun Dadapan Desa Dermojoyan RT. 04 RW. 02 Kecamatan Srengat, Kabupaten Blitar. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di RA Nurul Ikhwan Palangkaraya, SDN 1 Langkai Palangkaraya, SMPN 1 Palangkaraya dan SMAN 1 Blitar. Setelah lulus dari SMAN tahun 2012, penulis mengikuti SNMPTN jalur undangan dan diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2012 serta terdaftar dengan NRP. 2112100017.

Di Jurusan Teknik Mesin ini, penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi di Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan kemahasiswaan. Penulis aktif dalam organisasi Mesin Music Club (MMC) dengan jabatan Staf Divisi Event 2013-2014 dan Kepala Divisi Eksternal 2014-2015. Selain itu, penulis pernah mengikuti pelatihan-pelatihan yaitu Pelatihan dan Pengembangan Kepribadian, Latihan Ketrampilan Manajemen Mahasiswa Tingkat Pra-Dasar, Latihan Ketrampilan Manajemen Mahasiswa Tingkat Dasar, Kursus Dasar-Dasar Otomotif, dan Pelatihan Karya Tulis Ilmiah Jurusan Teknik Mesin. Adapun penulis pernah mengikuti kepanitiaan seperti, Racing Committee Indonesia Energy Marathon's Challenge 2013. Dalam bidang Akademis, penulis pernah aktif menjadi Asisten Praktikum Perpindahan Panas dan Massa. Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi [mariamariot67@gmail.com](mailto:mariamariot67@gmail.com).